



Armando Rosa

## **Projecto e Dimensionamento de um Protótipo de uma instalação de Fabrico de Gelo com Energia Solar**

Dissertação para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Energia

### **Orientação Científica:**

Prof. Mestre João Nuno Pinto Miranda Garcia

### **Membros do Júri:**

Prof. Doutor Nuno Pereira

Prof. Doutor Paulo Fontes

Prof. Mestre João Garcia

Março de 2012

*“Sem ambição, nada se começa. Sem esforço,  
nada se completa”*

(Ralph Waldo Emerson)

# Agradecimentos

Durante a realização deste trabalho tive o contributo de diversas pessoas, sem as quais não seria possível aqui chegar, devido a isso gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos.

Ao meu orientador Professor Mestre João Garcia pela constante partilha de conhecimentos e disponibilidade sempre que solicitada.

À minha mulher Luísa e meus filhos Inês e Afonso pela paciência, compreensão e força que me transmitiram durante a elaboração deste trabalho.

Aos colegas e amigos Nelson Tavares e Tiago Simões pelo incentivo e ajuda sempre que pedida.

E por fim e não menos importantes à minha restante família e a todos os amigos e colegas que estiveram ao meu lado e me apoiaram.

# Resumo

O presente relatório descreve o trabalho desenvolvido na concepção de um sistema de refrigeração para produção de gelo através do aproveitamento da energia solar. O sistema é de absorção com ciclo intermitente, cujo fluido de trabalho é uma mistura água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ), sendo a energia solar a fonte de aquecimento que garante o seu funcionamento.

Este estudo vem no sentido de minimizar os problemas que se verificam em locais que não dispõem de rede eléctrica para a alimentação de sistemas de refrigeração convencionais de forma a conservar produtos perecíveis ali produzidos ou armazenados bem como medicamentos (vacinas), nomeadamente para certas regiões de África.

Como o gelo tem uma grande aplicabilidade na conservação de produtos perecíveis, a sua produção por sistemas de refrigeração por absorção com recurso a energia solar torna-se uma solução bastante viável para estas regiões.

O sistema em estudo divide-se em duas partes:

- O sistema de refrigeração de absorção de ciclo intermitente, que utiliza uma solução binária água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ), em que a água é o absorvente e o amoníaco o refrigerante;
- Sistema solar térmico, constituído por colectores térmicos planos do tipo CPC (concentradores parabólicos compostos) ou tubos de vácuo em que a energia solar aquece a água que circula no circuito primário. Será efectuado o estudo entre estes dois tipos de colectores para verificar qual é que responde melhor às necessidades a serem satisfeitas.

O arrefecimento do condensador será efectuado com recurso a água.

A circulação interna nos painéis será natural por variação da densidade do fluido ocasionado pela alteração da temperatura.

No sistema de refrigeração por absorção, a circulação também ocorre de forma natural devido à afinidade dos fluidos e pela variação interna de temperatura e pressão.

Este trabalho apresenta os pressupostos de dimensionamento para a construção do sistema.

**Palavras-chave:** Produção de Gelo, Sistemas de refrigeração, Sistemas de absorção, sistemas solares térmicos

# Abstract

This report describes the work in designing a cooling system for ice production through the use of solar energy. The absorption system is intermittent duty cycle, whose working fluid is a mixture of water-ammonia ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), and the solar energy heat source which ensures its operation.

This study has been to minimize the problems that occur in places that lack electricity grid to power conventional cooling systems in order to preserve perishable products produced or stored there as well as medicines (vaccines), particularly for certain regions Africa.

As the ice has a wide applicability in the conservation of perishable products, their production by absorption refrigeration systems using solar energy becomes a very viable solution for these regions.

The system under study is divided into two parts:

- The system of absorption refrigeration cycle intermittent solution that uses a binary water-ammonia ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ), in which water is the absorbent and ammonia coolant;
- Solar thermal system, consisting of thermal collectors plan types CPC (compound parabolic concentrators) or vacuum tubes in which solar energy heats water that circulates in the primary circuit. The study will be made between these two types of collectors to see what is that best fulfills the needs to be met.

The cooling of the condenser will be made using water.

The internal circulation of the fluid in solar panels will be a natural variation in the density of the fluid caused by temperature change.

In absorption refrigeration system, circulation also occurs naturally due to the affinity of the fluid and the internal variation of temperature and pressure.

This report presents the design assumptions for the construction of the system.

**Keywords:** Production of Ice, cooling systems, absorption systems, solar thermal systems

# Índice

Agradecimentos .....	ii
Resumo .....	iii
Abstract.....	iv
Índice .....	v
Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas .....	xii
Lista de Siglas e Acrónimos .....	xiii
Lista de Símbolos.....	xiv
Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1. Objectivo do trabalho .....	2
1.2. Motivação do trabalho .....	3
1.3. Organização do Projecto .....	4
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. História da refrigeração .....	5
2.2. Métodos de refrigeração.....	7
2.2.1. Refrigeração por evaporação .....	8
2.2.2. Princípio de refrigeração por compressão de vapor.....	10
2.2.3. Sistemas de refrigeração por absorção de vapor.....	12
2.2.4. Sistemas de refrigeração por expansão de ar com ciclo aberto .....	16
2.2.5. Sistemas de refrigeração por efeito termoelétrico .....	16
2.2.6. Sistemas de refrigeração por injeção de vapor .....	17
2.3. Resumo histórico dos fluidos frigorigéneos.....	18
2.4. Estado da arte dos ciclos de absorção.....	19
Capítulo 3 – Fundamentos Técnicos .....	29
3.1. Sistemas de Refrigeração .....	29
3.1.1. Fases de arrefecimento de uma substância.....	30
3.1.2. Ciclo compressão vapor.....	31
3.1.3. Ciclo refrigeração por absorção.....	35
3.1.4. Comparação Ciclo de Compressão vs Absorção .....	37
3.1.5. Ciclo de Absorção Electrolux .....	40
3.2. Fluidos utilizados nos sistemas frigoríficos .....	43
3.2.1. Fluidos frigorigéneos.....	43
3.2.1.1. Impacto ambiental dos fluidos frigorigéneo .....	44
3.2.1.2. Impacto relativamente à saúde e segurança dos fluidos frigorigéneo .....	44
3.2.1.3. Propriedades físicas e impacto ambiental de alguns refrigerantes usados	

<i>nos sistemas de refrigeração</i> .....	45
3.2.1.4. <i>Seleccção dos fluidos frigorigéneo</i> .....	46
3.2.2. <i>Soluções binárias</i> .....	48
3.2.2.1. <i>Misturas binárias usadas nos sistemas de absorção</i> .....	50
3.2.3. <i>Amoníaco (NH<sub>3</sub>)</i> .....	52
3.2.3.1. <i>Propriedades físicas do amoníaco</i> .....	54
3.2.3.2. <i>Propriedades químicas do amoníaco</i> .....	57
3.2.4. <i>Potenciais perigos no uso e métodos de detecção de amoníaco</i> .....	57
3.2.4.1. <i>Efeitos na saúde</i> .....	57
3.2.4.2. <i>Efeitos da exposição ao gás</i> .....	58
3.2.4.3. <i>Efeitos da exposição ao amoníaco líquido puro</i> .....	58
<b>3.3. A energia solar e sistemas solares térmicos</b> .....	<b>59</b>
3.3.1. <i>Conversão térmica</i> .....	62
3.3.2. <i>Colectores solares</i> .....	63
3.3.2.1. <i>Colector solar plano</i> .....	64
3.3.2.2. <i>Colector tubos de vácuo</i> .....	65
3.3.2.3. <i>Colector Concentrador Parabólico Composto (CPC)</i> .....	67
3.3.2.4. <i>Colector parabólico</i> .....	69
3.3.2.5. <i>Rendimento de um colector solar</i> .....	70
3.3.3. <i>Fluido térmico</i> .....	73
3.3.3.1. <i>Tipos de sistemas hidráulicos dos sistemas solares térmicos</i> .....	74
3.3.4. <i>Tipos de circulação do fluido térmico</i> .....	75
3.3.4.1. <i>Termossifão (Circulação natural)</i> .....	75
3.3.4.2. <i>Circulação forçada</i> .....	77
3.3.5. <i>Acessórios dos colectores solares</i> .....	78
3.3.5.1. <i>Tubagens</i> .....	78
3.3.5.2. <i>Válvulas de segurança</i> .....	79
3.3.5.3. <i>Purgadores</i> .....	79
3.3.5.4. <i>Válvulas anti-retorno</i> .....	79
3.3.5.5. <i>Válvulas de passagem</i> .....	79
3.3.5.6. <i>Permutadores para sistemas solares térmicos</i> .....	79
3.3.5.7. <i>Isolamento</i> .....	80
3.3.6. <i>Sistema térmico adaptado para produção de gelo</i> .....	80
<b>3.4. Pressupostos de Dimensionamento</b> .....	<b>81</b>
3.4.1. <i>Dimensionamento de tubagem</i> .....	81
3.4.2. <i>Perdas de carga contínuas das tubagens</i> .....	83
3.4.3. <i>Perdas de carga localizadas</i> .....	84
3.4.4. <i>Dimensionamento permutadores para aplicação solar</i> .....	84
3.4.5. <i>Algumas considerações para cálculo da espessura dos isolamentos térmicos em paredes</i> .....	85

3.4.6. Cálculo da carga térmica .....	87
3.4.7. Cálculo da potência solar térmica .....	88
3.4.8. Cálculo das necessidades energéticas mensais .....	88
3.4.9. Cálculo da superfície solar colectora .....	89
3.4.10. Escolha da inclinação óptima .....	89
3.4.11. Cálculo da energia aproveitável.....	90
3.4.12. Cálculo da intensidade útil .....	91
3.4.13. Cálculo do rendimento do colector .....	92
3.4.14. Perdas de calor nos elementos do sistema .....	94
3.4.15. Cálculo da energia útil .....	94
3.4.16. Cálculo da área da superfície colectora .....	94
3.4.17. Cálculo do número teórico de colectores .....	95
3.4.18. Cálculo da energia efectiva captada por mês.....	95
3.4.19. Dimensionamento do condensador .....	96
<b>Capítulo 4 – Conceção e Dimensionamento do Sistema de produção de Gelo .....</b>	<b>99</b>
<b>4.1. Sistema de produção de gelo .....</b>	<b>99</b>
4.1.1. Funcionamento do sistema de produção de gelo.....	102
4.1.1.1. Geração – Ciclo Diurno.....	102
4.1.1.2. Refrigeração – Ciclo Nocturno.....	102
4.1.2. Cálculos termodinâmicos do sistema .....	105
4.1.2.1. Cálculo da potência frigorífica.....	105
4.1.2.2. Cálculo da potência solar.....	106
4.1.3. Dimensionamento do sistema solar com colector CPC.....	107
4.1.3.1. Dimensionamento do sistema solar com colector Tubos de vácuo .....	113
4.1.3.2. Colector CPC vs Colector Tubo de vácuo .....	114
4.1.3.3. Cálculo do diâmetro das tubagens do circuito primário.....	116
4.1.3.4. Cálculo do permutador do tipo serpentina do sistema solar .....	117
4.1.4. Dimensionamento do sistema de refrigeração por absorção .....	117
4.1.4.1. Dados de entrada para projecto .....	118
4.1.4.2. Obtenção da concentração forte da solução água-amoniaco .....	119
4.1.4.3. Fases de regeneração do ciclo.....	119
4.1.4.4. Fase de refrigeração do ciclo.....	119
4.1.4.5. Balanço do sistema de refrigeração .....	120
4.1.4.6. Balanço do Evaporador .....	120
4.1.4.7. Balanço do Absorvedor.....	122
4.1.4.8. Balanço do Gerador.....	123
4.1.4.9. Balanço do Condensador .....	125
4.1.4.10. Dimensões do Gerador.....	126
4.1.4.11. Dimensões do tanque para amoníaco.....	127
4.1.4.12. Dimensionamento da serpentina do condensador .....	128



4.1.4.13. Cálculo do diâmetro da tubagem do evaporador.....	129
4.1.5. Caixa térmica/Evaporador .....	130
4.1.6. Materiais.....	133
<b>4.2. Desenhos do Sistema de refrigeração por absorção .....</b>	<b>134</b>
<b>Capítulo 5 – Conclusões .....</b>	<b>138</b>
<b>Capítulo 6 – Trabalhos Futuros.....</b>	<b>140</b>
<b>Referencias Bibliográficas .....</b>	<b>141</b>
<b>Anexo I .....</b>	<b>1</b>
<b>Tabelas auxiliares ao estudo do sistema de refrigeração e solar térmico .....</b>	<b>1</b>
<b>Anexo II .....</b>	<b>2</b>
<b>Diagramas auxiliares ao estudo do sistema de refrigeração .....</b>	<b>2</b>
<b>Anexo III .....</b>	<b>3</b>
<b>Especificações de equipamentos e materiais do sistema de refrigeração e solar térmico.....</b>	<b>3</b>

# Lista de Figuras

Figura 2.1 - Recolha de gelo natural para refrigeração, no século XIX .....	6
Figura 2.2 – Pressão de vapor saturado de algumas substâncias usadas como fluidos refrigerantes .....	9
Figura 2.3 - Máquina de refrigeração por compressão mecânica manual de vapor, idealizada por Jacob Perkins, patenteada com o número 6662 de 1834 .....	10
Figura 2.4 - Esquema elementar de uma máquina de refrigeração por compressão mecânica de vapor e seus componentes essenciais .....	11
Figura 2.5 - Máquina de refrigeração por compressão mecânica de James Harrison e construída por Daniel Siebe em 1857 .....	11
Figura 2.6 - Produção de frio por separação do amoníaco do cloreto de prata .....	13
Figura 2.7 - Máquina de absorção contínua de Carré .....	14
Figura 2.8 – Principais componentes de uma máquina de refrigeração por absorção .....	15
Figura 2.9 - Esquema de um sistema de refrigeração por expansão de ar com ciclo aberto .....	16
Figura 2.10 - Esquema de um sistema de refrigeração por efeito termoelétrico .....	17
Figura 2.11 - Esquema de um sistema de refrigeração por injeção de vapor .....	18
Figura 2.12 - Esquema de detalhe do equipamento solar de produção de gelo .....	20
Figura 2.13 - Detalhe do condensador, tipo serpentina, e caixa de produção de gelo em baixo .....	21
Figura 2.14 - Gelo formado (cerca de 4,5 Kg) num ciclo de evaporação/ condensação de amoníaco .....	22
Figura 2.15 - Esquema de detalhe com melhoramentos do equipamento solar de produção de gelo .....	23
Figura 2.16 - Diagrama do ciclo diurno da máquina ISAAC .....	25
Figura 2.17 - Diagrama do ciclo nocturno da máquina ISAAC .....	26
Figura 2.18 - Bloco de gelo produzido num bom dia solar .....	26
Figura 2.19 - Conservação do leite em recipientes metálicos colocados numa caixa revestida, no interior, com gelo .....	27
Figura 2.20 - Três unidades instaladas na zona Kilifi em Sovimwamri Dairy .....	27
Figura 3.1 - Curva de arrefecimento, mudança de estado de uma substância de líquido para sólido .....	30
Figura 3.2 - Esquema básico de um ciclo de refrigeração.....	31
Figura 3.3 - Ciclo de Carnot: a) para uma máquina térmica, b) inverso para uma máquina de refrigeração .....	32
Figura 3.4 - Ciclo teórico de estágio único de compressão de vapor .....	33
Figura 3.5 - Ciclo de refrigeração por absorção cujo compressor mecânico é substituído por compressor térmico .....	35

Figura 3.6 - Esquema de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito .....	36
Figura 3.7 - Ciclos de compressão a) e de absorção b) .....	38
Figura 3.8 - Comparações entre os ciclos de refrigeração por compressão de vapor e por absorção e os níveis de temperatura entre os quais eles operam .....	39
Figura 3.9 - Esquema do sistema de refrigeração por absorção sem bomba e com um gás inerte (hidrogénio ( $H_2$ )) – Sistema Electrolux .....	41
Figura 3.10 - Sistema de refrigeração por absorção de vapor de ciclo contínuo didáctico da ElettronicaVeneta .....	42
Figura 3.11 - Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária e homogénea .....	49
Figura 3.12 - Diagrama temperatura/ concentração da solução binária .....	49
Figura 3.13 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R717 .....	55
Figura 3.14 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R12.....	55
Figura 3.15 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R22.....	56
Figura 3.16 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R134a .....	56
Figura 3.17 - Espectro de radiação solar que chega à superfície da Terra (nível do mar) .....	59
Figura 3.18 - Radiação solar Global e as suas componentes .....	60
Figura 3.19 - Movimento anual da Terra à volta do Sol .....	61
Figura 3.20 - Altura do sol e azimute solar .....	62
Figura 3.21 - Colector plano com cobertura .....	64
Figura 3.22 - Tipos de tubo para colector de tubo de vácuo .....	66
Figura 3.23 - Corte do Colector CPC .....	68
Figura 3.24 - Colector concentrador parabólico .....	69
Figura 3.25 - Curva de rendimento de um colector solar .....	72
Figura 3.26 - Rendimento típico de diferentes tipos de colector .....	73
Figura 3.27 - Tipos de sistemas hidráulicos dos Sistemas Solares: a) Circuito directo e b) Circuito indirecto .....	74
Figura 3.28 - Sistema solar do tipo Termossifão .....	76
Figura 3.29 - Sistema solar do tipo Circulação forçada .....	77
Figura 3.30 - Isolamento térmico utilizado em temperaturas elevadas .....	80
Figura 4.1 - Diagrama do sistema e subsistemas de refrigeração para produção de gelo com recurso a energia solar .....	100
Figura 4.2 - Esquema da fase de Geração do sistema - ciclo diurno.....	103
Figura 4.3 - Esquema da fase de Refrigeração do sistema - ciclo nocturno .....	104
Figura 4.4 - Gráfico do comportamento do sistema térmico solar com colectores CPC.....	114
Figura 4.5 - Gráfico do comportamento do sistema térmico solar com colectores Tubos de vácuo.....	115
Figura 4.6 - Cálculo do diâmetro da tubagem do evaporador pelo software DIRcalc da Danfoss .....	129
Figura 4.7 - Perspectiva isométrica da caixa térmica .....	130

Figura 4.8 - Dimensões da caixa térmica/ evaporador com as espiras do evaporador em seu redor .....	130
Figura 4.9 - Planta de caixa térmica com isolamento térmico .....	132
Figura 4.10 - Cuvete da caixa térmica de capacidade “ <i>standard</i> ” para 12,50kg de gelo .....	132
Figura 4.11 - Máquina de produção de gelo constituída pelo sistema solar térmico e sistema de refrigeração por absorção .....	134
Figura 4.12 - Máquina de produção de gelo – Vista lateral e designação componentes.....	135
Figura 4.13 - Máquina de produção de gelo – Vista lateral e cotagem .....	136
Figura 4.14 - Máquina de produção de gelo – Planta e cotagem .....	137

# Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Exemplos de fluidos frigorigéneos utilizados no sector da refrigeração .....	44
Tabela 3.2 - Classificação de grupos de segurança dos refrigerantes .....	45
Tabela 3.3 - Propriedades físicas e impacto ambiental de alguns refrigerantes usados nos sistemas de refrigeração .....	46
Tabela 3.4 - Pares de refrigerante/ absorvente .....	51
Tabela 3.5 – Algumas propriedades do amoníaco .....	54
Tabela 3.6 - Rendimentos ópticos e coeficientes de perdas térmicas típicos para colectores mais comuns no mercado .....	72
Tabela 3.7 - Escolha de colector de diferente bibliografia de acordo com a gama de temperatura pretendida .....	73
Tabela 3.8 – Temperatura de ebulição da água em função da pressão .....	74
Tabela 3.9 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solares para circuito directo e indirecto .....	75
Tabela 3.10 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solar do tipo Termossifão .....	76
Tabela 3.11 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solar do tipo Circulação forçada .....	78
Tabela 3.12 - Inclinações usadas para colectores consoante o tipo de utilização .....	89
Tabela 3.13 - Número de horas de sol (determinadas empiricamente) .....	92
Tabela 4.1 – Determinação da potência frigorífica para diferentes períodos de funcionamento .....	106
Tabela 4.2 - Cálculo da potência solar e das necessidades energéticas mensais em MJ .....	107
Tabela 4.3 - Cálculo da Intensidade útil média diária .....	111
Tabela 4.4 - Cálculo do rendimento real do colector .....	111
Tabela 4.5 - Cálculo da energia captada por mês efectiva .....	112
Tabela 4.6 - Cálculo da energia captada por mês efectiva com tubo vácuo .....	113
Tabela 4.7 - Tabela resumo dos dados do Evaporador.....	121
Tabela 4.8 - Tabela resumo dos dados do Absorvedor.....	123
Tabela 4.9 - Tabela resumo dos dados do Gerador.....	125
Tabela 4.10 - Tabela resumo dos dados do Condensador.....	126

# Lista de Siglas e Acrónimos

CCP	<i>Colectores Cilindros Parabólicos</i>
COP	<i>Coeficiente de Eficiência</i>
CPC	<i>Concentradores parabólicos compostos</i>
CPTP	<i>Condições Padrão de Temperatura e Pressão</i>
EW	<i>Pontos cardeais Este/ Oeste</i>
GMAW	<i>Gas Metal Arc Welding</i>
GWP	<i>Global Warming Impact</i>
H <sub>2</sub>	<i>Hidrogénio</i>
H <sub>2</sub> O	<i>Molécula da água</i>
ISAAC	<i>Intermittent Solar Ammonia Absorption Cycle</i>
ISQ	<i>Instituto de Soldadura e Qualidade</i>
MAG	<i>Metal Active Gas</i>
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
NS	<i>Pontos cardeais Norte/ Sul</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
ONG	<i>Organização Não Governamental</i>
UV	<i>Ultra Violeta</i>

# Lista de Símbolos

## Letras maiúsculas

$A$	<i>Área da parede [m<sup>2</sup>]</i>
$A_e$	<i>Área exterior da tubagem [m<sup>2</sup>]</i>
$A_i$	<i>Área interior da tubagem [m<sup>2</sup>]</i>
$A_c$	<i>Área útil de captação do colector [m<sup>2</sup>]</i>
$A_{sc}$	<i>Área de superfície colectora teórica [m<sup>2</sup>]</i>
$A_p$	<i>Área de permuta de calor [m<sup>2</sup>]</i>
$\dot{C}$	<i>Caudal mássico [m<sup>3</sup>/h]</i>
$C_{ap}$	<i>Capacidade interna da tubagem [l/m]</i>
$Coef_{Correcção}$	<i>Coefficiente correcção [Adimensional]</i>
$C_p$	<i>Calor específico do fluido [J/kg °C]</i>
$C_{pa}$	<i>Calor específico antes da congelação [kJ/kg K]</i>
$C_{pd}$	<i>Calor específico depois da congelação [kJ/kg K]</i>
$C_{pl}$	<i>Calor específico do fluido na fase líquida [J/kg °C]</i>
$D$	<i>Diâmetro exterior da tubagem [m]</i>
$E$	<i>Fluxo energético [W]</i>
$E_{ap}$	<i>Energia aproveitável ou Energia total teórica média mensal por m<sup>2</sup> [MJ/m<sup>2</sup>]</i>
$E_{Col.d}$	<i>Energia captada durante o dia por m<sup>2</sup> de colector [MJ/m<sup>2</sup>]</i>

$E_{Cole}$	<i>Energia efectiva captada por mês [MJ/m<sup>2</sup>]</i>
$E_{Col.m}$	<i>Energia captada durante o mês por m<sup>2</sup> de colector [MJ/m<sup>2</sup>]</i>
$E_{dif}$	<i>Radiação difusa [W/m<sup>2</sup>]</i>
$E_{dir}$	<i>Radiação directa [W/m<sup>2</sup>]</i>
$E_G$	<i>Radiação Global [W/m<sup>2</sup>]</i>
$E_{n.d}$	<i>Necessidades energéticas diárias [MJ]</i>
$E_{n.m}$	<i>Necessidades energéticas mensais [MJ]</i>
$E_p$	<i>Perdas térmicas por radiação, convecção e condução [W]</i>
$E_u$	<i>Energia extraída do corpo [W]</i>
$E_0$	<i>Energia que é irradiada pelo sol [W/m<sup>2</sup>]</i>
$F'$	<i>Factor de Irrigação [adimensional]</i>
$F'(\tau\alpha)$	<i>Rendimento óptico [adimensional]</i>
$F'U_L$	<i>Coeficiente de perdas [W/m<sup>2</sup> °C]</i>
$H$	<i>Irradiação horizontal média [MJ/m<sup>2</sup>]</i>
$H_{Corrigida}$	<i>Irradiação horizontal média corrigida [MJ/m<sup>2</sup>]</i>
$H_r$	<i>Hora local [h]</i>
$I$	<i>Irradiação global Incidente sobre a superfície do colector por unidade de área [W/m<sup>2</sup>]</i>
$I_{optima}$	<i>Inclinação óptima do colector de acordo com a sua utilização [°]</i>
$L$	<i>Comprimento da tubagem [m]</i>
$Lat.$	<i>Latitude do lugar [°]</i>
$M_{TSOL}$	<i>Massa da solução rica [kg]</i>



$N$	<i>Número do dia do ano considerado [adimensional]</i>
$N_{ct}$	<i>Número teórico de colectores necessários [adimensional]</i>
$N_{cr}$	<i>Número real de colectores [adimensional]</i>
$N_u$	<i>Número de Nusselt [adimensional]</i>
$P$	<i>Pressão [Pa]</i>
$P_c$	<i>Pressão de condensação [Pa]</i>
$P_e$	<i>Pressão de evaporação [Pa]</i>
$P_g$	<i>Percentagem correspondente a perdas globais do sistema [%]</i>
$P_r$	<i>Número de Prandtl [adimensional]</i>
$\dot{Q}$	<i>Potência térmica absorvida e rejeitada pelo sistema [W]</i>
$\dot{Q}_{Abs}$	<i>Potência térmica rejeitada pelo absorsor para o meio ambiente [W]</i>
$\dot{Q}_{arref}$	<i>Potência de arrefecimento [W]</i>
$\dot{Q}_{Cd}$	<i>Potência térmica rejeitada pelo condensador para o meio ambiente [W]</i>
$\dot{Q}_{Cong}$	<i>Potência de congelação [W]</i>
$\dot{Q}_{EV}$	<i>Potência térmica retirado do espaço a arrefecer pelo evaporador [W]</i>
$\dot{Q}_F$	<i>Potência térmica absorvida pelo sistema [W]</i>
$\dot{Q}_{FP}$	<i>Potencia térmica que atravessa uma parede [W]</i>
$\dot{Q}_{Ge}$	<i>Potência térmica de geração [W]</i>
$\dot{Q}_R$	<i>Potência térmica rejeitada pelo sistema [W]</i>
$\dot{Q}_{Solar}$	<i>Potência solar [W]</i>
$R_{aD}$	<i>Número de Rayleigh [adimensional]</i>
$S_p$	<i>Área de permuta [m<sup>2</sup>]</i>

$T$	<i>Temperatura da placa absorssora [°C]</i>
$T_{Ge}$	<i>Temperatura de geração [K]</i>
$T_H$	<i>Temperatura constante a que é absorvido o calor (fonte quente) [K]</i>
$T_0$	<i>Temperatura constante a que o calor é rejeitada para o ambiente (fonte fria) [K]</i>
$T_r$	<i>Temperatura constante a que o calor é retirado do meio a arrefecer [K]</i>
$T_s$	<i>Temperatura da superfície do tubo em contacto com o fluido [°C]</i>
$T_{sat}$	<i>Temperatura de saturação do fluido [°C]</i>
$U$	<i>Coeficiente global de transmissão de calor [W/m<sup>2</sup> °C]</i>
$U_L$	<i>Coeficiente global de perdas térmico do colector [W/m<sup>2</sup> °C]</i>
$V$	<i>Volume da solução rica [m<sup>3</sup>]</i>
$\dot{V}$	<i>Caudal volúmico do fluído térmico [m<sup>3</sup>/s]</i>
$X_{rica}$	<i>Concentração da solução rica [%]</i>
$\dot{W}$	<i>Potencia fornecido ao sistema e cedida pelo sistema [W]</i>
$\dot{W}_L$	<i>Saldo de Potência [W]</i>
$\dot{W}_F$	<i>Potência mecânica fornecida ao sistema [W]</i>
$\dot{W}_R$	<i>Potência mecânica que sai do sistema [W]</i>

#### Letras minúsculas

$a$	<i>Azimute solar [°]</i>
$\hat{\alpha}_{utiliz}$	<i>Ângulo de utilização [°]</i>
$d_i$	<i>Diâmetro interior da tubagem [m]</i>
$d_R$	<i>Densidade relativa do fluido em relação à água [kg/m<sup>3</sup>]</i>

$e$	<i>Espessura dos diferentes materiais constituintes da parede [m]</i>
$f$	<i>Factor de correcção por inclinação [adimensional]</i>
$f_{exp}$	<i>Factor experimental [adimensional]</i>
$f_{suj}$	<i>Factor de sujidade [adimensional]</i>
$g$	<i>Aceleração da gravidade [m/ s<sup>2</sup>]</i>
$h$	<i>Entalpia específica [kJ/kg]</i>
$h_e$	<i>Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção exterior [W/m<sup>2</sup> °C]</i>
$h_i$	<i>Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção interior [W/m<sup>2</sup> °C]</i>
$h_s$	<i>Altura solar [°]</i>
$h_{sf}$	<i>Calor latente de solidificação/ liquefacção [kJ/kg]</i>
$h_{fg}$	<i>Entalpia de vaporização [kJ/kg]</i>
$k$	<i>Condutividade térmica [W/m °C]</i>
$k_{OB}$	<i>Coeficiente de que depende o tipo de obstáculo [adimensional]</i>
$k_{PC}$	<i>Constante que vale 0,45 para tubagens metálicas e 0,6 para tubagens plásticas [adimensional]</i>
$m_{NH_3}$	<i>Massa de amoníaco no evaporador [kg]</i>
$m_{NH_3}^{ev}$	<i>Quantidade de amoníaco evaporado pela diferença de concentrações [kg]</i>
$m_{NH_3}^{sf}$	<i>Quantidade de amoníaco na solução fraca [kg]</i>
$\dot{m}$	<i>Caudal mássico [kg/s]</i>
$\dot{m}_{cd}$	<i>Caudal mássico de amoníaco do condensador [kg/s]</i>

$\dot{m}_{Ev}$	Caudal mássico de amoníaco no evaporador [kg/s]
$\dot{m}_f$	Caudal mássico do fluido térmico [kg/s m <sup>2</sup> <sub>col</sub> ]
$\dot{m}_{Ger}$	Caudal mássico de amoníaco que sai do gerador [kg/s]
$\dot{m}_{tf}$	Caudal mássico total do fluido térmico [kg/s m <sup>2</sup> <sub>col</sub> ]
$n_h$	Número horas de funcionamento [s]
$n_{hs}$	Número de horas de sol [s]
$q_{abs}$	Potência absorvida [W/m <sup>2</sup> ]
$q_{ext}$	Potência extraída [W/m <sup>2</sup> ]
$q_{perdas}$	Perdas na placa absorssora [W/m <sup>2</sup> ]
$r_e$	Raio exterior da tubagem [m]
$r_i$	Raio interno da tubagem [m]
$s$	Entropia específica [kJ/(kg.K)]
$t_a$	Temperatura ambiente exterior [°C]
$t_c$	Temperatura de congelação [K]
$t_{cond}$	Temperatura de condensação [°C]
$t_{eq}$	Temperatura de equilíbrio [°C]
$t_f$	Temperatura média do fluido [°C]
$t_{final}$	Temperatura final [K]
$t_i$	Temperatura inicial [K]
$t_s$	Tempo do ciclo [s]
$t_0$	Temperatura final [°C]

$t_{0\text{água}}$	<i>Temperatura da água da rede [°C]</i>
$t^*$	<i>Equação da temperatura reduzida [K]</i>
$v$	<i>Velocidade do líquido ao passar pela secção de passagem [m/s]</i>

#### Letras gregas

$\eta$	<i>Rendimento [%]</i>
$\eta_{CAbs}$	<i>Rendimento de uma máquina de refrigeração de ciclo de absorção [%]</i>
$\eta_{Cmt}$	<i>Rendimento de Carnot para máquina térmica [%]</i>
$\eta_{Ci}$	<i>Rendimento de Carnot inverso para máquina térmica [%]</i>
$\eta_0$	<i>Rendimento óptico do vidro e placa [%]</i>
$\eta_r$	<i>Rendimento real do colector solar [%]</i>
$\eta_t$	<i>Rendimento teórico do colector solar [%]</i>
$\tau$	<i>Transmitância da cobertura transparente [adimensional]</i>
$\alpha$	<i>Absortância da placa absorsora [adimensional]</i>
$\beta$	<i>Ângulo de desvios da direcção Sul [°]</i>
$\beta_v$	<i>Coeficiente de expansão de volume [adimensional]</i>
$\delta$	<i>Declinação solar [°]</i>
$\lambda$	<i>Latitude do local [°]</i>
$w$	<i>Ângulo horário do sol [°]</i>
$\phi$	<i>Fluxo de calor [W/m<sup>2</sup>]</i>
$\rho$	<i>Densidade do fluido [kg/m<sup>3</sup>]</i>
$\rho_l$	<i>Densidade do fluido na fase líquida [kg/m<sup>3</sup>]</i>

$\rho_v$	<i>Densidade do fluido na fase vapor [kg/m<sup>3</sup>]</i>
$k$	<i>Condutividade térmica [W/m °C]</i>
$k_l$	<i>Condutividade térmica do fluido na fase líquida [W/m °C]</i>
$\mu$	<i>Viscosidade dinâmica [kg/ms]</i>
$\mu_l$	<i>Viscosidade dinâmica do líquido [kg/ms]</i>
$\Delta H$	<i>Perda de carga produzida [m/m]</i>
$\Delta t$	<i>Diferença entre a temperatura exterior e interior [°C]</i>
$\Delta t_{cond}$	<i>Diferença de temperatura de condensação [°C]</i>

# Capítulo 1 – Introdução

Actualmente, a refrigeração e a congelação são umas das técnicas mais usadas pela humanidade na conservação de produtos perecíveis bem como na conservação de vacinas, podendo ser considerada como uma técnica imprescindível à subsistência humana nos padrões em que vivemos. É uma das principais formas de combater a deterioração de alimentos e consequentemente o seu desperdício.

O presente estudo recorre ao uso de uma energia renovável (energia solar) por constituir uma solução para locais onde a energia eléctrica de fontes convencionais não está disponível, onde haja falta de capital para o investimento, mas que possuem irradiação solar muito abundante, nomeadamente em zonas remotas e de difícil acesso perto dos trópicos. Logo a aplicação de sistemas de refrigeração por absorção com recurso a energia solar como fonte térmica podem ser uma solução com um grande potencial de sucesso para responder às necessidades destas zonas em desenvolvimento, nomeadamente na produção de gelo para conservação de produtos perecíveis, pescado, vacinas, etc:

Somando estes factores, os sistemas de refrigeração por absorção tornam-se bastante atractivos, não só pelo facto de não necessitarem de energia eléctrica para o seu accionamento mas também por serem de fácil adaptação a sistemas solares térmicos.

O sistema em estudo pode ser dividido em dois subsistemas:

- o solar térmico que serve para captar a energia e que irá aquecer o fluido térmico (água) que serve como fonte de calor para accionar o sistema de refrigeração;
- o sistema de refrigeração de ciclo de absorção que irá “produzir o frio” necessário à produção de gelo.

Com este trabalho pretende-se associar estas duas técnicas de forma, como já referido anteriormente, a produzir gelo para ser utilizado na conservação de alimentos ou outros produtos em zonas que não possuam rede eléctrica pública. Serão apresentados alguns casos já desenvolvidos que serviram de base para o presente estudo.

Para o desenvolvimento do trabalho foi feito um levantamento do estado da arte e bibliografia relativa a técnicas de refrigeração de alimentos, dos ciclos de refrigeração bem como dos sistemas solares térmicos.

Nota - Esta dissertação não foi escrita ao abrigo do novo acordo ortográfico.

## 1.1. Objectivo do trabalho

O objectivo deste trabalho é o estudo de um sistema de refrigeração de absorção de ciclo intermitente com recurso energia solar, de baixo custo, em que o fluido de trabalho é uma mistura de água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ ) no sentido de produzir gelo para conservação de produtos perecíveis, pescado e vacinas a aplicar em locais em vias de desenvolvimento, baixos recursos económicos e com carências de energia eléctrica distribuída pelos métodos tradicionais, nomeadamente nos países de África.

A opção pela solução binária água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ ) deve-se ao facto de esta mistura possuir características e vantagens bastantes atractivas para a aplicação em estudo, nomeadamente:

- O amoníaco tem uma temperatura de evaporação  $-33.3\text{ }^\circ\text{C}$  à pressão atmosférica, uma vez que a temperatura no evaporador admitida para o estudo é  $-20\text{ }^\circ\text{C}$ , tem elevada capacidade de refrigeração, não contribui para a destruição da camada de ozono ( $\text{ODP}=0$ ), não produz emissões de gases de efeito estufa ( $\text{GWP}=0$ ) e tem elevada afinidade com a água;
- A água é uma fonte limpa, abundante, renovável, barata, não tóxica, não poluente, não contribui para a destruição da camada de ozono ( $\text{ODP}=0$ ), produz zero emissões de gases de efeito estufa ( $\text{GWP}=0$ ) e é um bom absorvente do amoníaco.

O recurso à energia solar como fonte térmica para o sistema de refrigeração deve-se ao facto dos países onde se pretende instalar este equipamento terem elevada irradiação solar e insuficiência no abastecimento de energia eléctrica pública. A energia solar como fonte de energia tem enormes vantagens, como: relativa facilidade de obtenção, abundante, limpa, renovável, sem custos directos, não tóxica, não poluente.

O funcionamento do sistema é de ciclo intermitente, uma vez que durante o dia solar dá-se a regeneração e durante a noite a refrigeração. O arrefecimento do condensador é efectuado por convecção natural a água.

Como fonte térmica a aplicar ao gerador será a energia extraída através de colectores solares estacionários do tipo CPC ou Tubo de vácuo. Serão estudados estes dois tipos de colectores pelo facto de serem utilizadas temperaturas relativamente elevadas, com reduzidas perdas.

Para se concretizar o estudo do sistema é necessário o conhecimento dos valores referentes à temperatura ambiente, horas solares entre outras características locais.



## 1.2. Motivação do trabalho

Como o já anteriormente descrito, relativamente à ausência de energia eléctrica da rede pública e ao reduzido poder económico em diversos locais do planeta, nomeadamente regiões de África, o que dificulta a vida das populações em termos de refrigeração para conservação de produtos perecíveis (nomeadamente pescado) e de vacinas, a energia solar torna-se uma alternativa viável.

Assim, o estudo de um sistemas de refrigeração por absorção com recurso à energia solar como fonte térmica de accionamento do ciclo de baixo custo torna-se bastante interessante, pelo facto de prescindir de energia eléctrica e poder utilizar uma mistura binária amiga do ambiente como é o caso da água-amoníaco.

O uso da energia solar como fonte térmica para accionar o ciclo do sistema de refrigeração apresenta também vantagens muito interessantes, tais como: fonte de energia gratuita, confiável, limpa, inesgotável, não apresenta riscos aos utilizadores, e é de relativa facilidade de obtenção.

Estes sistemas permitem assim, minimizar os constrangimentos inerentes à falta de energia eléctrica distribuída pelos métodos convencionais e pretende-se que sejam compactos garantindo uma melhor qualidade aumentando assim o bem-estar da população e causando o mínimo impacte no ambiente.

### **1.3. Organização do Projecto**

Neste subcapítulo será efectuada uma descrição breve dos capítulos deste trabalho, referindo os principais pontos abordados em cada um deles.

O capítulo 1 inclui dois subcapítulos que se poderão denominar como introdutórios. No primeiro subcapítulo é feita uma sistematização do tema em estudo, enquadrando-o e mostrando a importância dos objectivos propostos dando uma visão geral da importância do uso desta tecnologia. No segundo subcapítulo é apresentada a motivação do estudo pelos benefícios que pode trazer para locais habitados remotos onde a rede eléctrica é escassa e a conservação de produtos perecíveis e vacinas são fundamentais para o bem-estar daquelas populações.

No capítulo 2, Revisão Bibliográfica, é apresentada uma breve descrição histórica da refrigeração, os principais métodos de refrigeração disponíveis, um resumo histórico sobre os fluidos frigorigéneos e por fim o estado da arte.

No capítulo 3, Fundamentos Técnicos, são apresentados os conceitos respeitantes a sistemas de refrigeração de ciclo compressão de vapor e do ciclo de absorção, tais como: características de funcionamento dos sistemas, configurações, vantagens e desvantagens, os fluidos frigorigéneos utilizados e uma breve análise teórica destes sistemas.

São também descritos os conceitos mais relevantes dos sistemas solares térmicos, como os diversos tipos de colectores solares, suas características, vantagens e desvantagens, configurações de acordo com a circulação do fluido térmico e pressupostos de dimensionamento.

O objectivo do Capítulo 4 é descrever a concepção, desenvolvimento e dimensionamento do sistema de refrigeração por absorção para a produção de barras de gelo.

No Capítulo 5 são descritas as conclusões deste estudo.

Por último, no capítulo 6 são apresentadas algumas propostas de melhoria e evolução de forma a dar continuidade a este trabalho.

# Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

## 2.1. História da refrigeração

A refrigeração de que se fala nos dias está geralmente associada a mecanismos de tecnologia moderna, esquecendo que nos tempos pré-históricos as pessoas já armazenavam comida em cavernas com paredes húmidas, no sentido de conservá-la aproveitando o efeito de arrefecimento natural. Já os habitantes da ilha de Creta, no Mediterrâneo, por volta do ano 2000 a.C., tinham noção da importância das baixas temperaturas na preservação dos alimentos [1]. A cultura Minuana construiu adegas específicas, para alojar o gelo natural recolhido no Inverno, que serviam para conservar os alimentos durante a estação quente [1]. Também existem evidências de que Alexandre, o Grande, no ano 300 a.C. serviu, com recurso a neve, bebidas frescas aos seus soldados de forma a manter a moral; em 755 d.C. Khalif Madhi criou um meio de transporte refrigerado, usando neve como refrigerante, que fazia o percurso desde do Líbano até Meca, atravessando todo o deserto; também em 1040 d.C, as cozinhas do Sultão do Cairo eram abastecidas diariamente com neve oriunda da Síria [1].

Consta-se que o povo árabe, desde os primórdios, que conhecia a arte de manter a água fresca, armazenando-a em potes de barro. Pelo facto deste material ser poroso, parte da água contida no interior passa para o exterior e evapora permitindo que a restante no interior arrefeça [1]. Como referido, desde tempos muito remotos até ao início do século XX, os povos recolhiam o gelo natural durante o Inverno e armazenavam-no em adegas e mais tarde em locais com condições que permitiam manter o gelo por um ano ou mais [1]. Em meados do século XIX, os Estados Unidos, por exemplo, tinha um importante comércio de gelo natural, centrado principalmente em torno do rio Hudson e Maine. Já na Europa, e ao mesmo tempo, era uma constante a procura de blocos de gelo natural oriundo da Noruega [1].

Desde o ano 1805 até ao final do século XIX, muitas eram as embarcações que transportavam gelo natural desde a América do Norte até muitos países de climas quentes, tais como Antilhas, Europa e até mesmo a Índia e Austrália. É constactado que em 1872, 225000 toneladas de gelo natural foram enviadas para esses locais, tendo sido nessa época que a refrigeração mecânica se desenvolveu consideravelmente, sendo concebidos a maioria dos tipos de compressores e ciclos frigoríficos que se conhecem hoje [1].



Figura 2.1 - Recolha de gelo natural para refrigeração, no século XIX [2]

Este tipo de sistemas tiveram origem quando, em 1755 William Cullen, um escocês, obteve gelo por evaporação de éter a baixa pressão [1]. Em 1810, Sir John Leslie fabricou com sucesso a primeira máquina de fazer gelo por um princípio similar ao indicado anteriormente [1]. Mas um marco na história deste desenvolvimento aconteceu em 1834 quando a Jacob Perkins, um americano que foi o primeiro a descrever o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor tal como o conhecemos hoje, é concedido o número 6662 da patente britânica referente a uma máquina de compressão de vapor [1] [3].

Outro inventor, James Harrison, um escocês que emigrou para a Austrália em 1837 é acreditado com a invenção de sucesso de uma máquina de operação manual no início do ano 1850, também, em 1856, Alexander Twining conseguiu produzir uma tonelada de gelo por dia em Cleveland, Ohio [1].

Embora tenha sido Carl Von Linde que contribuiu com a aplicação da teoria termodinâmica nos sistemas de refrigeração, muitos outros cientistas, britânicos, alemães, franceses, americanos e holandeses contribuíram para o desenvolvimento da refrigeração, tais como: Carré, Black, Faraday, Carnot, Joule, Mayer, Clausius, Thompson, Helmholtz and Kamerlingh Onnes [1].

Antes do surgimento da refrigeração artificial, um dos métodos utilizado para este efeito era usar gelo natural transportado de regiões mais frias, outro é o armazenamento de gelo natural obtido no inverno para ser usado no verão, ou ainda fabricar gelo durante as noites frias para ser utilizado no período do dia [1]. Estes métodos foram utilizados durante séculos em algumas partes do mundo, nomeadamente no Médio Oriente e na Índia. Foram construídas casas de gelo, com os materiais isolantes disponíveis, para armazenar o gelo natural [1].

Pela literatura disponível, constata-se que durante séculos o gelo natural se encontrou disponível apenas para aqueles que podiam pagá-lo, isto é por pessoas com poder e dinheiro.

Um comércio mais alargado para o gelo natural surge por Frederic Tudor, quando por volta

do ano 1806 este resolve cortar gelo do rio Hudson e nas lagoas de Massachusetts para vendê-lo [1]. Exportou-o eventualmente para as índias Ocidentais, Índia, Austrália e Europa. Em Calcutá, o gelo de Tudor permitiu reduzir o preço do gelo que era fabricado na região durante a noite, expondo recipientes com água sobre uma camada isolante de palha a “céu aberto”. O gelo foi também importado da Noruega, sendo usado por arrastões de forma a conservar o peixe até às cidades.

O comércio de gelo na América do Norte teve uma dimensão evidentemente considerável. Só em 1854, 156000 toneladas de gelo foram exportadas a partir de Boston. Aqui as casas de gelo eram descritas como grandes edifícios, pelo facto do material de construção usado (serradura e aparas) ter propriedades isolantes muito baixas, obrigando a paredes com espessuras muito elevadas, aproximadamente 1 metro [1].

O comércio de gelo natural ainda se manteve por mais algum tempo após o aparecimento da refrigeração mecânica devido à desconfiança por este método na obtenção do gelo e à segurança que existia no fabrico de gelo natural e manufacturado. A importação de gelo natural para a Grã-Bretanha oriundo da Noruega ainda existia após a I Guerra Mundial, tendo cessado durante o ano 1930 [1].

A refrigeração, como é hoje conhecida, é praticamente produzida por meios artificiais. No processo de refrigeração mais comum, uma substância designada por fluido frigorigéneo é sujeita a uma sequência de fases, das quais resulta uma diminuição na temperatura deste fluido frigorigéneo de forma a retirar calor de fluidos ou corpos que necessitam de ser arrefecidos.

Seguidamente são apresentados os diversos métodos a aplicar aos fluidos frigorigéneos de forma a baixar a temperatura a valores desejados.

## **2.2. Métodos de refrigeração**

Os principais métodos de refrigeração disponíveis são: a) Ciclo de compressão de vapor, b) Ciclo de absorção, c) Ciclo de ar, d) Jacto de vapor e e) termo-electrico [1].

O ciclo de compressão de vapor tem uma grande gama de aplicações que pode ir de sistemas de refrigeração domésticos até grandes sistemas industriais.

Já os sistemas de refrigeração de ciclo de absorção são utilizados em circunstâncias especiais, pois necessitam, para o seu accionamento, de uma fonte quente a uma temperatura elevada e moderada. São encontradas aplicações onde há calor disponível ou quando não está disponível uma força mecânica, como por exemplo em fábricas de produtos químicos, ar-condicionado e em alguns frigoríficos domésticos.

Nos ciclos de ar, a temperatura é reduzida por um processo de expansão em que o trabalho é feito pelo ar. Este método de refrigeração foi usado durante muitos anos a nível

marítimo, pela segurança que demonstrava. Actualmente este método de refrigeração é usado no arrefecimento de cabines dos aviões.

Os sistemas de refrigeração por jacto de vapor tiveram uma certa popularidade pelo facto de se caracterizarem por um método que poderia ser operado directamente por um fornecimento de vapor a uma pressão moderada e que não necessitava de gases tóxicos para o seu funcionamento, no entanto passou a ser pouco utilizado.

O método thermo-eléctrico de refrigeração funciona de acordo com o princípio do efeito Peltier, ou seja, o efeito de arrefecimento é produzido quando uma corrente eléctrica passa através de uma junção de dois metais diferentes. A eficiência deste método é baixa devido aos materiais disponíveis. No entanto, são encontradas aplicações em circunstâncias em que a baixa eficiência não é um problema, como em geladeiras muito pequenas, instrumentos para medir pontos de orvalho entre outros [1].

Tanto nos sistemas de refrigeração por compressão como por absorção o efeito de arrefecimento é produzido, fazendo evaporar fluidos refrigerantes a temperaturas baixas adequadas. A diferença entre estes dois sistemas assenta no meio utilizado para causar a ebulição e para restaurar o vapor novamente para o estado líquido.

### *2.2.1. Refrigeração por evaporação*

Como é conhecido, um fluido volátil como o éter colocado sobre a pele da mão arrefece esta quando evapora. Em 1755 William Cullen, professor de química na Universidade de Edimburgo usou este efeito para produzir gelo. A experiência consistiu em colocar um pouco de gelo em contacto com éter e reduzir a pressão numa bomba de vácuo. Como resultado, a bomba de vácuo provocou a evaporação acelerada do éter baixando consideravelmente a sua temperatura de forma a levar ao congelamento da água [1].

Este método de Cullen assentava em dois princípios:

Primeiro – Os líquidos tem a sua própria pressão de vapor, isto é, têm a possibilidade de se transformarem em vapor. Um líquido fechado num recipiente, evapora até encontrar o equilíbrio líquido/vapor a um valor de pressão, conhecido como pressão de vapor saturado. O vapor de pressão aumenta com a temperatura, como ilustrado na Figura 2.2, para algumas substâncias usadas como os fluidos refrigerantes. O vapor que se encontra no espaço é designado por vapor saturado. Se este vapor é removido do espaço, pela experiência de Cullen, algum do líquido deve evaporar para substituir o vapor que foi retirado [1].

A partir deste ponto surge o segundo princípio em que um líquido quando muda de fase e se transforma em vapor necessita de calor, chamado “calor latente” por Joseph Black, que foi o primeiro a medi-lo com algum rigor logo após a experiência de Cullen. A designação de latente indica que o calor retirado não causa qualquer aumento de temperatura se esta se mantiver constante. “Calor latente”, nos termos actuais é designado por entalpia de evaporação [1].

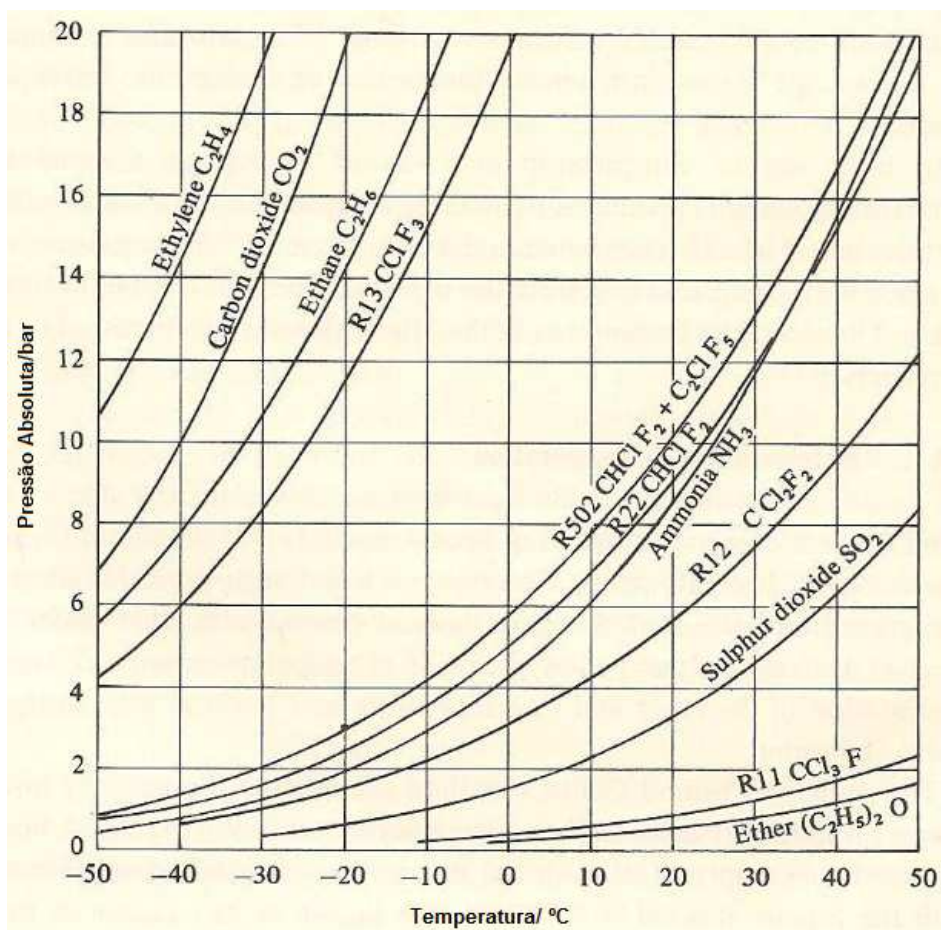


Figura 2.2 – Pressão de vapor saturado de algumas substâncias usadas como fluidos refrigerantes (Adaptado de [1])

Esta figura refere que à pressão de uma atmosfera (1,01325bar) a temperatura do líquido e vapor em equilíbrio de uma substancia é a temperatura do ponto de ebulição normal.

Foram efectuadas diversas experiencias pelo método de Cullen no sentido de transformar vapores e gases em líquido por evaporação e seguidamente por condensação. Tendo o conhecimento sido adquirido durante a segunda metade do século XVIII. J. F. Clouet and G. Monge condensaram dióxido sulfúrico em 1780 e Van Marum e Van Troostwijk condensou amoníaco em 1787 [1].

A ideia de juntar os princípios de refrigeração por evaporação e condensação parece ter sido sugerida inicialmente por Oliver Evans, de Filadelfia [1].

A primeira descrição completa de uma máquina de refrigeração de ciclo de compressão de vapor que funcionou é dada por uma especificação de 1834 a Jacob Perkins, um inventor americano. Esta máquina é o protótipo de todos os sistemas de refrigeração de ciclo de compressão de vapor subsequentes [1].

### 2.2.2. Princípio de refrigeração por compressão de vapor

A máquina de refrigeração patenteada por Perkins consistia numa combinação de aparelhos de funcionamento a ar. O esquema da máquina proposto pelo inventor é mostrado na Figura 2.3 e o diagrama da mesma na Figura 2.4. Como pode ser verificado existem quatro componentes principais. O evaporador, a bomba manual ou compressor, o condensador e o dispositivo de expansão. O evaporador está em contacto térmico com a substância que se deseja arrefecer (por exemplo salmoura, água ou ar).

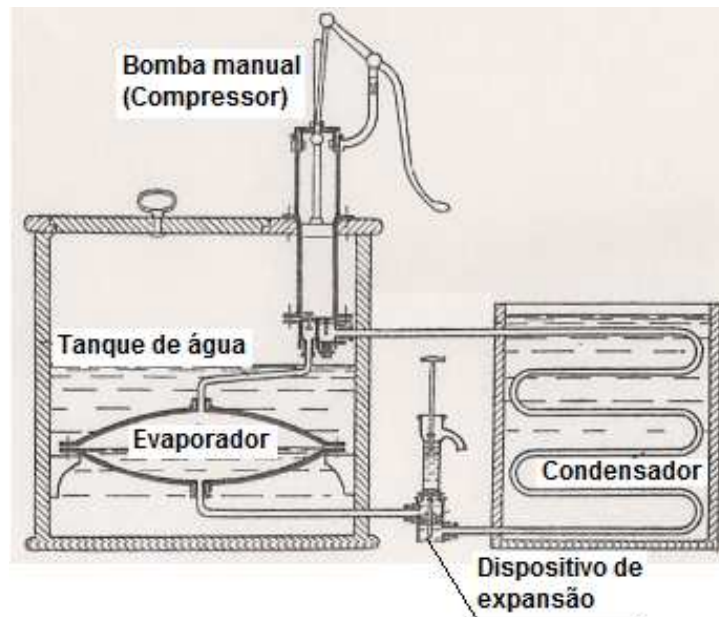


Figura 2.3 - Máquina de refrigeração por compressão mecânica manual de vapor, idealizada por Jacob Perkins, patenteada com o número 6662 de 1834 (Adaptado de [1])

O seu funcionamento é o seguinte: O éter (fluido frigorigéneo) evapora quando recebe calor da água existente no tanque de água. O vapor é aspirado e comprimido pela bomba manual a uma pressão tal que seja possível, ao entrar no condensador, ceder calor para a água de arrefecimento e assim verificar-se a condensação. Seguidamente o condensado é conduzido para o dispositivo de expansão, o qual mantém a diferença de pressões entre o condensador e o evaporador. No topo do dispositivo de expansão existe uma bomba com a finalidade de repor a carga de fluido refrigerante.

Os principais elementos de uma máquina de compressão de vapor são os apresentados no diagrama da figura seguinte.



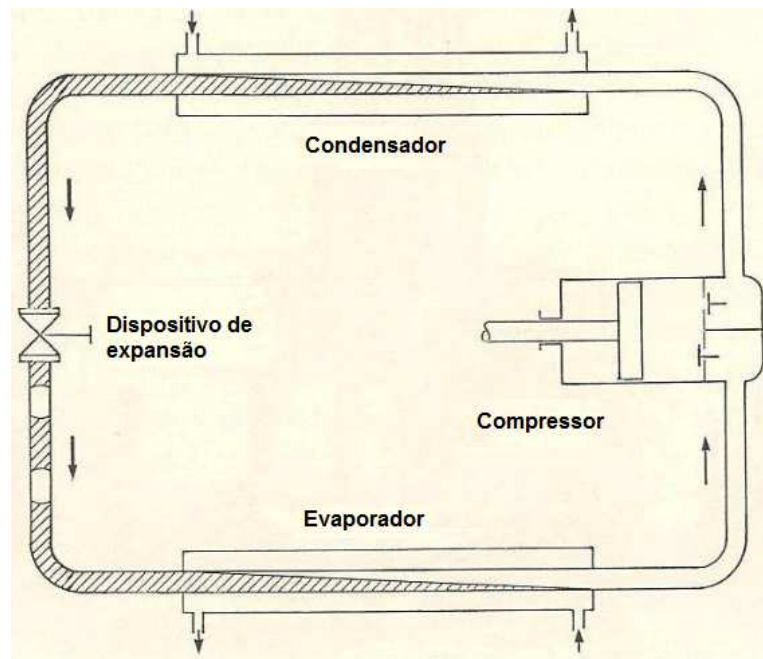


Figura 2.4 - Esquema elementar de uma máquina de refrigeração por compressão mecânica de vapor e seus componentes essenciais (Adaptado de [1])

No entanto, poucas evidências existem de que este inventor tenha levado o projecto desta máquina mais além eventualmente pelo facto de ser de accionamento manual e fabricar reduzidas quantidades de gelo [1].

Em 1856-1857, James Harrison, torna-se o principal responsável pela aplicação do princípio de compressão de vapor numa máquina mecânica de fabrico de gelo e com o conhecimento dos efeitos do éter na refrigeração patenteia, neste período, a melhor máquina, assim considerada na altura, de produzir gelo até então. A construção desta máquina foi da autoria de Daniel Siebe [1], ver Figura 2.5.

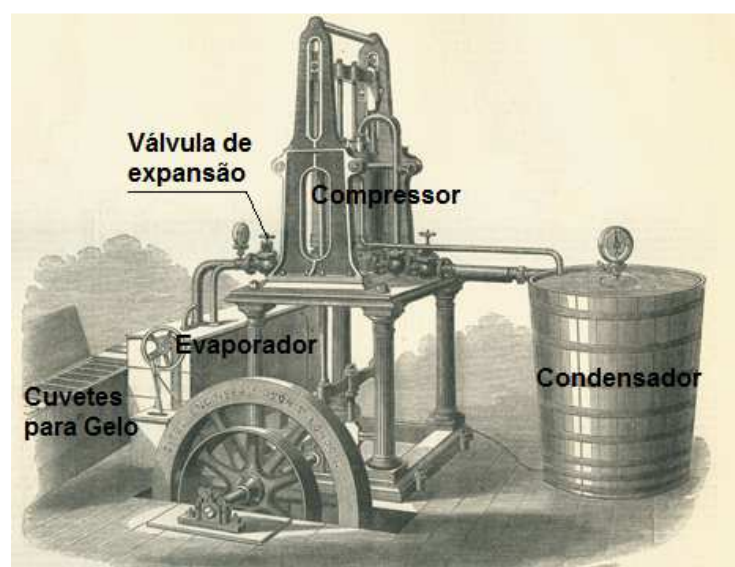


Figura 2.5 - Máquina de refrigeração por compressão mecânica de James Harrison e construída por Daniel Siebe em 1857 (Adaptado de [1])

Outro pioneiro de sistemas de compressão de vapor utilizando éter foi Alexander Catlin Twining, que em 1856 tinha uma máquina a trabalhar em Cleveland, Ohio capaz de produzir 907,19 kg de gelo em 20 horas. Mas este sistema não teve desenvolvimento porque o gelo produzido não conseguiu competir com o gelo natural [1].

Até ao aparecimento do amoníaco e do dióxido carbono, as máquinas de funcionamento com éter foram largamente utilizadas em cervejarias e na produção de gelo.

Em Paris de 1864, Charles Tellier, utilizou éter dimetilico na máquina de refrigeração, por este apresentar uma pressão de vapor muito elevada e uma temperatura de evaporação de -23,6 °C. Também, Raoul Pictet em Génova do ano de 1874, utilizou dióxido de enxofre, o qual tem um ponto de evaporação a -10 °C. O éter dimetilico não foi muito usado, mas o dióxido de enxofre foi um fluido refrigerante importante durante uns 60 anos [1].

O maior avanço na refrigeração acontece em 1870 por Carl von Linde em Munique pela introdução do amoníaco. Este apresenta a mais elevada pressão de vapor de todas as substâncias até agora apresentadas, tendo uma baixa temperatura de evaporação (-33,3 °C) à pressão atmosférica, no entanto, para pressões de 10 atm ou mais necessita de condensador. Mas este inventor foi capaz de ultrapassar os problemas técnicos e desde então o amoníaco tem sido o mais importante fluido frigorígeno utilizado em grandes sistemas [1].

O dióxido de carbono, com elevada pressão de vapor, foi testado por Linde e também por T. S. C. Lowe nos EUA mas não foi desenvolvido, pelo facto destes sistemas necessitarem de elevadas pressões, na ordem de 80 atm no condensador, o que implicava materiais de construção muito resistentes e consequentemente muito pesados. No entanto, pela segurança natural do dióxido carbono, tornou-se o principal fluido frigorígeno utilizado em navios durante 50 anos, tendo acabado por ser substituído por outros fluidos frigorígenos desde 1955 [1].

### *2.2.3. Sistemas de refrigeração por absorção de vapor*

Uma alternativa ao método de remover vapor da superfície de um líquido em ebulição é pela absorção, usando substâncias com as quais o vapor reage quimicamente ou onde se dissolve facilmente. Por exemplo, o vapor de água é rapidamente absorvido pelo ácido sulfúrico, sendo esta a base do método usado por Sir John Leslie para produzir gelo em 1810 [1]. Este utilizou dois vasos ligados, um contendo água e outro ácido sulfúrico forte, e reduziu a pressão através de uma bomba de vácuo no recipiente com água. Passado algum tempo formou-se, na superfície da água, uma fina camada de gelo. A explicação consiste em como a pressão de vapor da água diminuiu, a água evaporou-se e recebe a entalpia de evaporação da restante até que pela continuada redução de temperatura a água congelou. O uso da bomba não é absolutamente necessário, apenas serve para acelerar o processo.

O método de Lesley tornou-se a base das várias máquinas comerciais de produção de pequenas quantidades de gelo. No entanto verificava-se a necessidade de abastecimentos periódicos de ácido sulfúrico. Para um processo de funcionamento contínuo, o ácido sulfúrico

teria de ser aspirado continuamente do recipiente de modo que a solução tivesse a concentração para ebulição [1].

Também em 1824, Faraday, com o objectivo de condensar os vapores de amoníaco, realizara inúmeras experiências tendo contribuído para o surgimento dos sistemas de refrigeração por absorção. Este percebeu que ao sujeitar uma mistura de cloreto de prata-amoníaco a uma fonte de calor e arrefecendo-a seguidamente, obtinha amoníaco líquido. Também concluiu que logo após a retirada da fonte de calor da mistura, o amoníaco líquido evaporava e absorvia o calor do ambiente circundante [4], ver Figura 2.6. Esta forma de “produção de frio” envolve um processo químico em que um fluido absorve outro.

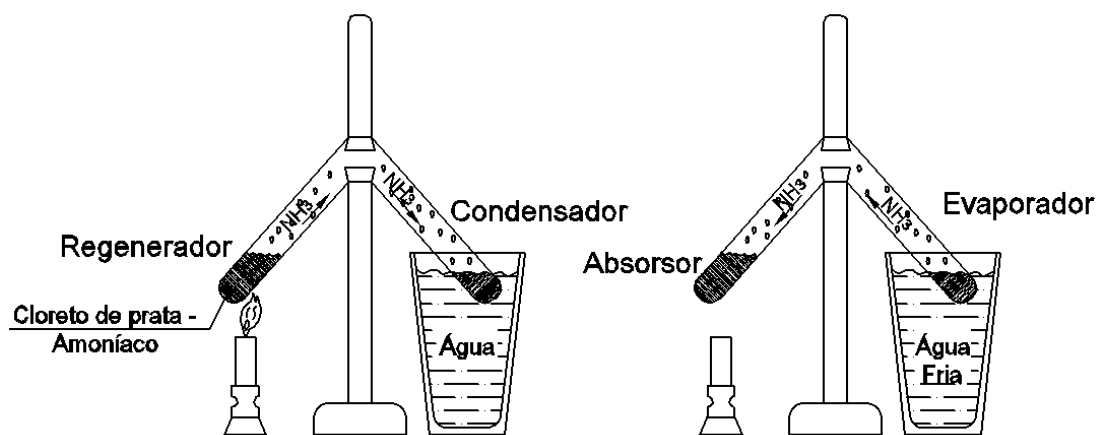


Figura 2.6 - Produção de frio por separação do amoníaco do cloreto de prata (Adaptado de [4])

Para melhor compreensão dos sistemas de refrigeração intermitente e com base na figura anterior, descreve-se a seguir o seu princípio de funcionamento, o qual ocorre em duas fases:

- Regeneração
- Refrigeração

Assim, durante a fase de regeneração é fornecido calor ao regenerador/absorSOR que contém uma solução de cloreto de prata-amoníaco de alta concentração. Como esta concentração é aquecida a pressão sobe até atingir a alta pressão e se verifica a evaporação do amoníaco para o condensador/evaporador, que se encontra mergulhado em água, verificando-se a condensação.

Já na fase de refrigeração a fonte de calor é retirada e o gerador/absorSOR começa a arrefecer e conseqüentemente diminui a pressão. Logo, no evaporador, o amoníaco começa a evaporar removendo o calor do espaço onde está inserido. A solução fraca de amoníaco contida no gerador/absorvedor absorve todo o amoníaco evaporado.

A versão mais importante de sistemas de refrigeração por absorção surge em 1859, inventado por Ferdinand Carré, que consiste num sistema contínuo cujos fluidos de trabalho são o amoníaco como refrigerante e a água com absorSOR [1]. Como é sabido, a água tem uma forte afinidade com o vapor de amoníaco. Se um evaporador é colocado em comunicação com

um recipiente no qual está a circular água, o vapor de amoníaco é absorvido e a pressão de vapor é reduzida. No evaporador o amoníaco condensado que entra, ao passar evapora e retira calor dos líquidos ou corpos da envolvente. O processo de geração permite a formação de vapor quase puro, já a solução que é enviada para o absorvedor é uma mistura fraca de amoníaco misturado com água.

O sistema concedido por Carré, Figura 2.7, foi um acontecimento importante na história da refrigeração, não tendo sofrido qualquer modificação durante longos anos. No entanto, quando estes sistemas atingem o seu sucesso surgem os sistemas de refrigeração de compressão mecânica de vapor, os quais fizeram com que estes fossem colocados em segundo plano [1]. Assim, durante muitos anos, os sistemas de absorção só eram aplicados em sistemas de refrigeração doméstica. Mas esta tendência foi alterada com as duas grandes crises do petróleo nos anos de 1970, tendo voltado novamente a ser uma alternativa interessante para sistemas de grande porte [1].

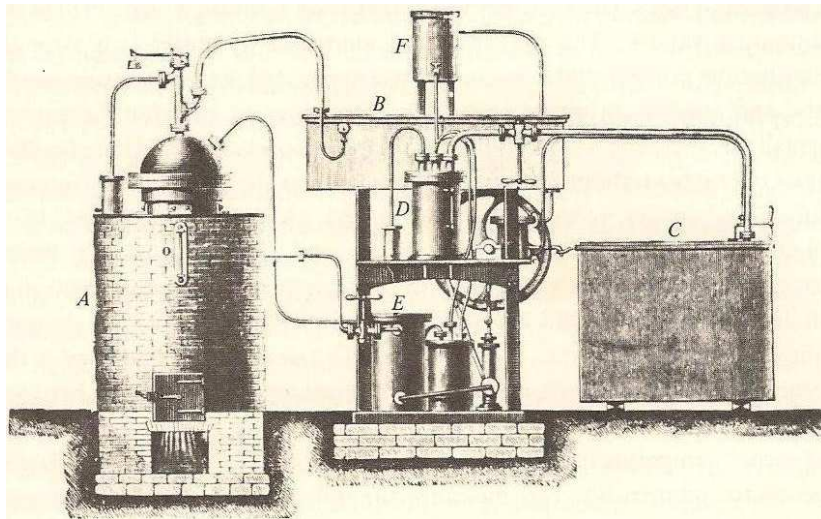


Figura 2.7 - Máquina de absorção contínua de Carré [1]

Seguidamente apresenta-se a legenda correspondente às letras que constam na figura anterior: A – Caldeira ou gerador com válvula de segurança, B – Condensador, C – recipiente que contém as tubagens do evaporador, D – Absorvedor, E – Permutador e F – Tanque de água de arrefecimento.

O princípio de funcionamento deste sistema é o seguinte: A solução forte de amoníaco formada no absorvedor é enviada ao gerador através de uma bomba de circulação. No gerador dá-se a geração ou separação do amoníaco, pelo aumento da temperatura e pressão da solução, ocorrendo a ebulição. O amoníaco evaporado passa pelo condensador dissipa calor e condensa. O amoníaco condensado passa seguidamente pelo evaporador onde ao retirar calor do espaço ou material volta a evaporar encaminhando-se depois para o absorvedor onde se junta com a mistura fraca oriunda do gerador e forma a solução forte. Os principais componentes do sistema são mostrados no diagrama da Figura 2.8.

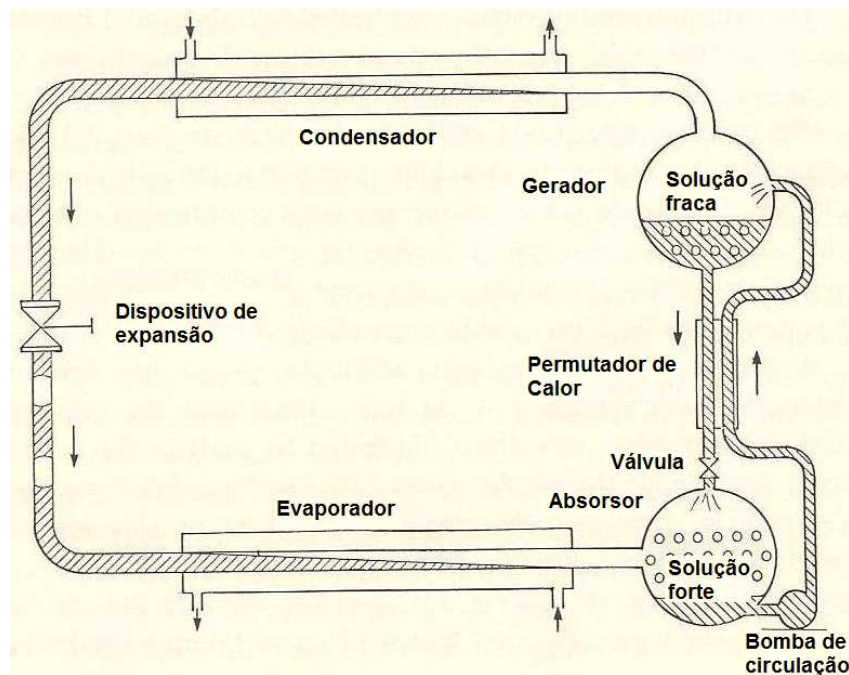


Figura 2.8 – Principais componentes de uma máquina de refrigeração por absorção  
(Adaptado de [1])

Existem outros sistemas de refrigeração por absorção cujos fluidos de trabalho são a água e o brometo de lítio, um actuando como fluido refrigerante e o outro como absorvente, respectivamente. O princípio de funcionamento destes sistemas é semelhante ao do sistema água-amoníaco. No entanto como o brometo de lítio não é volátil, não há necessidade de colocar um rectificador à saída do gerador, uma vez que apenas é formado vapor de água. Os principais elementos de uma máquina de absorção de vapor são os apresentados no diagrama da figura seguinte.

Os equipamentos de refrigeração de ciclo de compressão mecânica continuaram o seu desenvolvimento e fabricação obtendo popularidade. No entanto, em 1970, a procura desses equipamentos desceu consideravelmente devido à crise do petróleo e à regulamentação governamental. Esta situação deveu-se ao facto do constante aumento dos preços da energia e o impacto dos fluidos frigorigéneos no meio ambiente, o que implicou que os sistemas de refrigeração por absorção tivessem recebido, nas últimas décadas, uma forte atenção. Envolvendo, assim, empresas a focarem-se na investigação e no desenvolvimento, de forma a satisfazer a crescente procura no mercado [3].

Os primeiros sistemas de arrefecimento por absorção de vapor utilizavam carvão como combustível para o aquecimento do gerador ou eventualmente vapor quente de caldeiras. Nos dias de hoje o combustível utilizado é gás natural ou óleo combustível para gerar calor. A utilização de energia residual desperdiçada de outros sistemas térmicos também é usada como fonte de calor [1].

#### 2.2.4. Sistemas de refrigeração por expansão de ar com ciclo aberto

Quando um gás, como o ar, a alta pressão é expandido adiabaticamente, por forma a realizar trabalho sobre um pistão, a sua temperatura diminui devido à redução da sua energia interna. Este princípio tornou-se conhecido desde o século XVIII, mas a ideia de utilizá-lo no arrefecimento nunca surgiu até ao ano 1828 quando *Richard Trevithick* descreveu o processo baseado nesta teoria [1].

Na Figura 2.9 é apresentado o esquema de um sistema de refrigeração por expansão de ar com ciclo aberto.

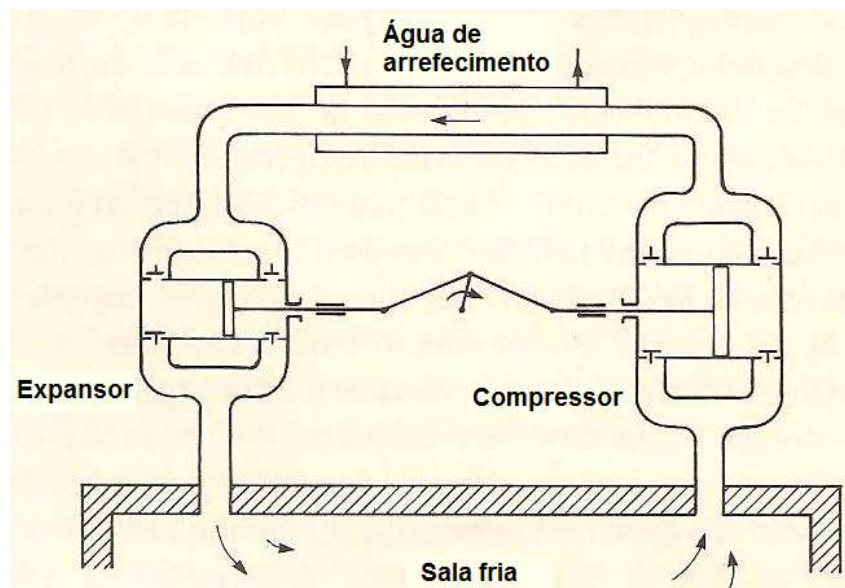


Figura 2.9 - Esquema de um sistema de refrigeração por expansão de ar com ciclo aberto  
(Adaptado de [1])

O princípio de funcionamento deste sistema é o seguinte: O ar que se encontra na câmara fria é encaminhado para o interior de um cilindro onde sofre a compressão. Durante este processo a temperatura do ar aumenta devido ao aumento da pressão. O ar quente que sai do cilindro é conduzido para um permutador de calor, arrefecido a água, onde a sua temperatura é reduzida. O ar comprimido é expandido no interior de um outro cilindro realizando-se trabalho sobre o pistão, e logo reduzindo a temperatura. Então o ar frio é descarregado na câmara fria para arrefecimento dos produtos armazenados. O trabalho produzido pelo ar sobre o cilindro de expansão garante parte do trabalho necessário ao movimento do compressor.

Este sistema foi, em mais de 20 anos, o principal método de refrigeração utilizado no sector naval tendo, durante esse período, sofrido alterações de melhorias [1].

#### 2.2.5. Sistemas de refrigeração por efeito termoelétrico

A refrigeração por este método é baseada numa descoberta de Peltier em 1834, em que quando uma corrente eléctrica passa através de um circuito composto por dois metais de



características diferentes, uma das junções torna-se fria e a outra quente. Com metais puros este efeito é analogamente reduzido sendo em grande parte encoberto pelo aumento de temperatura devida à resistência dos condutores e pelo transporte de calor entre a junção quente e fria. Contudo, utilizando bismuto e antimónio, Lenz afirmou ter produzido uma pequena quantidade de gelo em 1838 [1].

Para metais puros, a reduzida condutibilidade térmica está relacionada com a baixa condutibilidade eléctrica, de modo que se for usado um metal puro a condução de calor da junção fria para a quente é pequena, mas quanto às perdas, devido à resistência, são grandes [1].

Nos últimos anos foram desenvolvidos alguns semicondutores com elevada potência termo-eléctrica que permite a construção de pequenos sistemas de arrefecimento. Actualmente, o semiconductor mais utilizado para aplicações em refrigeração é o bismuto-telúrio ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ ) [1].

Na Figura 2.10, é mostrado um elemento de refrigeração, composto por semicondutores tipo-n e tipo-p. Os dois blocos são montados num circuito utilizando materiais de cobre como condutor. Como para cada elemento é necessário apenas uma fracção de Volt, podem ser ligados em serie para formar um módulo, ficando as junções quentes num lado e as frias no outro. Para este sistema é necessário uma fonte de corrente continua de baixa tensão.

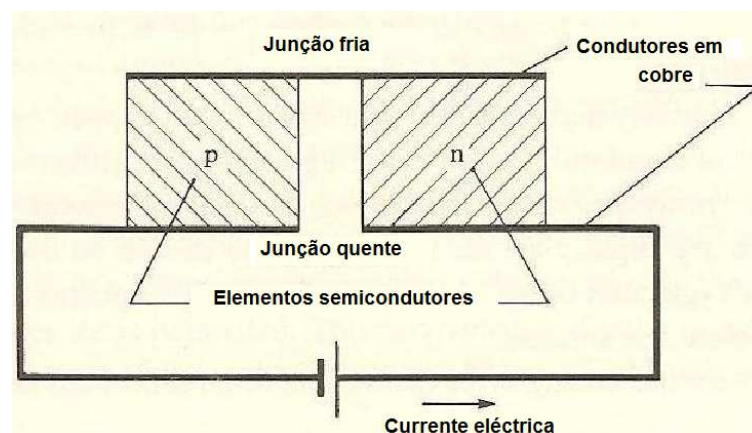


Figura 2.10 - Esquema de um sistema de refrigeração por efeito termoelétrico (Adaptado de [1])

## 2.2.6. Sistemas de refrigeração por injeção de vapor

O princípio usado neste tipo de sistema é o arrefecimento por evaporação, exactamente como acontece nos sistemas de compressão de vapor e sistemas de absorção. A diferença reside no método utilizado para retirar o vapor do evaporador e comprimi-lo.

O equipamento utilizado no sistema de injeção de vapor designa-se por injector ou termocompressor, criado por Sir Charles Parsons e usado originalmente para bombear ar para o exterior dos condensadores em instalações de potência de vapor [1].

O princípio de funcionamento deste sistema é o seguinte: O vapor a alta pressão proveniente de uma caldeira atravessa um bocal atingindo uma velocidade elevada. Esta quantidade de movimento induz uma diminuição de pressão no evaporador por aspiração. A pressão reduzida favorece a evaporação da água, que ao mudar de fase arrefece a que permanece em fase líquida. A mistura do vapor que sai do bocal com aquele produzido no evaporador adquire uma velocidade reduzida no difusor, provocando um aumento de pressão suficiente para se condensar pelo facto do calor latente ser retirado pela água de arrefecimento. O condensado do vapor é então enviado, uma parte para a bomba de alimentação da caldeira e o restante para restituir a água no evaporador.

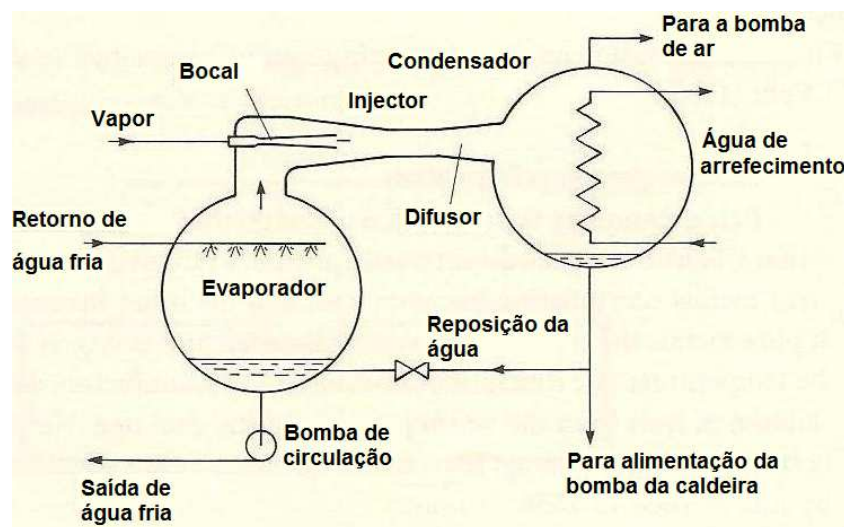


Figura 2.11 - Esquema de um sistema de refrigeração por injeção de vapor (Adaptado de [1])

## 2.3. Resumo histórico dos fluidos frigorigêneos

Os primeiros projectistas de equipamentos de refrigeração, como Jacob Perkins em 1834, no século XIX, utilizaram éter etílico como primeiro fluido frigorigêneo comercial. No entanto, concluíram que este fluido não era o mais adequado para esta finalidade, devido aos perigos associados e à necessidade do uso de compressores volumosos [3].

Surgiram então outros fluidos frigorigêneos mais adequados, como o amoníaco (R717), dióxido de carbono (R744), cloreto de etila (R160), isobutano (R600a), cloreto de metila (R40), Cloreto de metileno (R30) e dióxido de enxofre (R764). Mas, apenas três destes tornaram-se muito populares. O amoníaco e o dióxido de enxofre para frigoríficos e outras pequenas unidades e o dióxido de carbono, preferencialmente, para uso na refrigeração dos navios. Com o passar dos tempos e com sucesso variável outros fluidos frigorigêneos foram testados [3].

Ao longo dos anos têm sido desenvolvidos estudos e protótipos, como se descreve seguidamente. Estes estão relacionados com sistema de refrigeração por absorção que utilizam a mistura de água-Amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ), cloreto de cálcio-amoníaco ( $\text{CaCl}_2-\text{NH}_3$ ) como fluidos operantes em que a sua fonte de energia é o sol. Estes sistemas apresentam



importantes vantagens, tais como apresentarem um reduzido impacto ambiental e um baixo consumo de energia eléctrica ou mesmo não necessitarem desta fonte de energia.

## 2.4. Estado da arte dos ciclos de absorção

Paulo Otto Beyer [5] do ano de 1988, desenvolveu um sistema de refrigeração por absorção para produção de gelo recorrendo a energia solar. O equipamento utilizado é o sistema de refrigeração de absorção cujo fluido operante é água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ) e acoplado a este está o sistema solar térmico constituído por colectores solares do tipo concentradores parabólicos compostos (CPC), onde a energia captada do sol é utilizada para aquecimento do fluido térmico (óleo). Estes permitem concentrar toda a radiação incidente num absorsor com óleo, uma vez que é pretendido trabalhar a temperaturas mais elevadas (cerca  $130\text{ }^\circ\text{C}$ ) de forma a obter melhor rendimento. Para esta gama de temperaturas pode ser aplicado este tipo de colector que prescinde do sistema de seguimento solar [5]. Os colectores foram colocados no interior da estufa em 4 filas este-oeste, com dois colectores por fila e interligados em serie. Os espelhos reflectores são fixados em braços que permitem a sua regulação. O centro de rotação e o absorsor são concêntricos. O absorsor é um tubo metálico inserido num outro tubo de vidro.

O sistema de refrigeração possui um evaporador/ congelador com capacidade para 12 cuvetes de gelo cada, capaz de armazenar 9 litros de água, totalizando 108 litros. No entanto, durante os testes em regime contínuo foi observado que ficava sempre um pouco de água líquida acima do gelo formado. Esta água representou uma cuvette de gelo. Assim foi concluído que o sistema produzia, em regime contínuo, cerca de 99 litros por dia, tendo como produção nominal de projecto 100 kg.

Jaroslav Vanek, Mark “Moth” Green e Steven Vanek [6] desenvolveram um sistema de produção de gelo de ciclo de absorção de regime intermitente cuja mistura de trabalho é cloreto de cálcio-amoníaco ( $\text{CaCl}_2-\text{NH}_3$ ), em que o fluido absorvente é cloreto de cálcio e o fluido refrigerante é o amoníaco. Trata-se de um protótipo que encontra-se em funcionamento no SIFAT (*Servants in Faith and Technology*), um centro de formação em liderança e tecnologia situado em Lineville, Alabama. Este equipamento visa a conservação de vacinas, leite, carne, produtos do dia, vegetais, etc. com recurso a energia solar, sendo isento, praticamente, de partes móveis e não tem baterias associadas. Basicamente, este equipamento é constituído por 3 dispositivos principais, como representado na Figura 2.12, por onde circula o amoníaco: o gerador, um condensador, tipo serpentina, mergulhado em água e um recipiente de evaporação onde o amoníaco, em estado líquido, é recolhido durante a geração.

O gerador é um tubo preto de aço galvanizado de 3 polegadas posicionado no foco de um colector solar parabólico, orientado este-oeste, tal que a necessidade do reajuste do colector é apenas sazonal e não diária. O gerador é ligado ao condensador, tipo serpentina com 6,4m de

comprimento de tubo preto galvanizado de ¼" polegada e arrefecido a água. A jusante do condensador a tubagem de aço de ¼" desce até ao evaporador, recipiente de armazenamento do condensado de amoníaco, formado por um tubo de aço de 3" e situado no interior de uma caixa térmica, local onde o gelo é produzido.

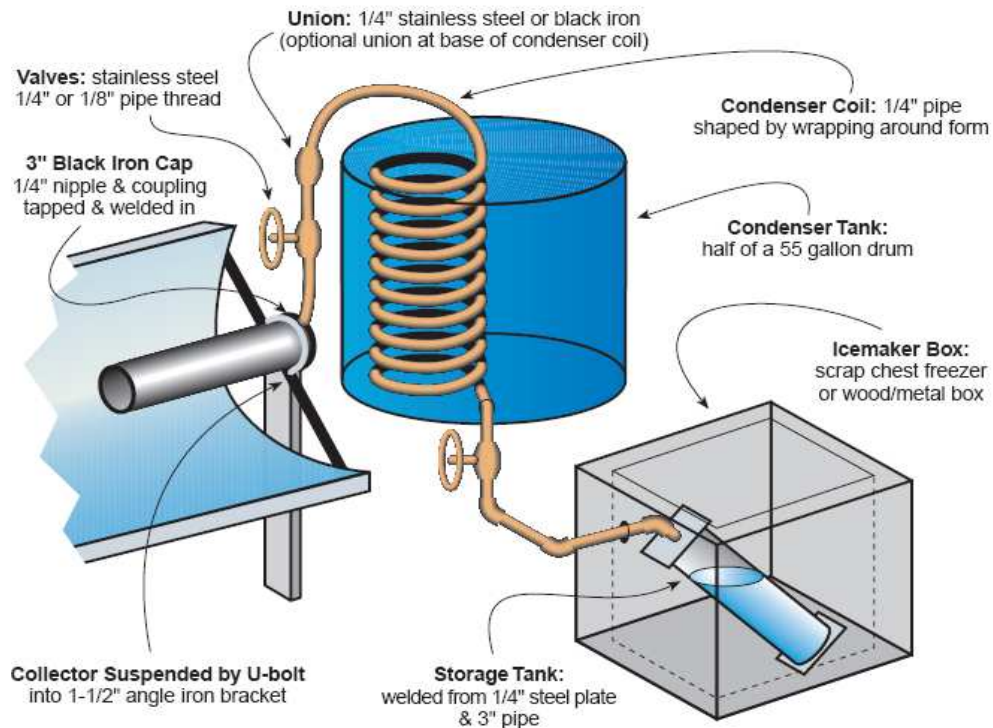


Figura 2.12 - Esquema de detalhe do equipamento solar de produção de gelo [6]

Este equipamento de produção de gelo funciona no ciclo dia/ noite, gerando vapor de amoníaco durante o dia e reabsorvendo-o à noite dando-se o arrefecimento. Assim, durante o dia a mistura cloreto cálcio-amoníaco ( $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ ) armazenado no gerador sofre um aumento de temperatura e pressão originado pelos raios solares reflectidos ao incidirem nos colectores solares parabólicos. Este aumento de temperatura provoca a separação do amoníaco do absorvente por evaporação a cerca de 14 bar de pressão. O vapor de amoníaco ao passar pelo condensador rejeita o calor para o meio onde está mergulhado e condensa. Seguidamente, o condensado verte para o recipiente de armazenamento/evaporação que se encontra na caixa térmica de produção de gelo. Na Figura 2.13 é mostrado o colector do tipo calha parabólica, o condensador e a caixa de produção de gelo. Durante esta fase as válvulas de corte estarão na posição de abertas até que se verifique toda a evaporação do amoníaco, depois estas serão colocadas na posição de fechado até haver condições para que se inicie a fase de arrefecimento.



Figura 2.13 - Detalhe do condensador, tipo serpentina, e caixa de produção de gelo em baixo  
[6]

Durante a noite, como a pressão e a temperatura do gerador desce, o ciclo nocturno inicia-se colocando as válvulas na posição de abertas. O amoníaco puro contido no recipiente/evaporador pressurizado é libertado por evaporação para o gerador. O amoníaco ao evaporar retira grandes quantidades de calor do ambiente circundante e da água que se encontra na caixa térmica de produção de gelo, originando a formação de gelo. O vapor de amoníaco que chega ao gerador é absorvido pelas moléculas de sal, formando uma solução forte de cloreto de cálcio de amoníaco ( $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ ). Cada ciclo pode formar cerca de 4,5 Kg deste produto, ver Figura 2.14.

Sob boa irradiação solar, o colector solar capta energia suficiente para completar o ciclo de geração em cerca de 3 horas. Isto permite que o equipamento funcione bem em dias nublados ou parcialmente nublados. Uma vez terminada a geração diária, o colector poderá ser protegido do sol. Assim o gerador irá arrefecer o suficiente de forma a induzir o ciclo da noite e retomar novamente o ciclo de produção de gelo.



Figura 2.14 - Gelo formado (cerca de 4,5 Kg) num ciclo de evaporação/ condensação de amoníaco [6]

Como projecto futuro os autores referem que um equipamento de refrigeração capaz de absorver continuamente calor é mais conveniente que o sistema intermitente aqui descrito. Para permitir um funcionamento contínuo, um projecto futuro deverá incluir vários tubos geradores em operação escalonada bem como um reservatório de vapor de amoníaco. A operação escalonada irá permitir ao equipamento de refrigeração ter um ou mais dos geradores prontos para absorver o amoníaco, mesmo durante o período do dia, quando a geração acontece simultaneamente. O gerador será continuamente reabastecido pelo vapor de amoníaco que se encontra no reservatório de armazenamento. Actualmente estão a ser desenvolvidos estudos no sentido de efectuar essas alterações na máquina de gelo [6]. Este sistema de produção de gelo apresenta vantagens e desvantagens. Como vantagens; têm um número reduzido de partes móveis, não havendo desgaste, é fácil de operar, aproveita o ciclo natural dia/noite de energia solar, o amoníaco é ecológico e não prejudicial ao ozono em concentrações baixas (requerendo apenas precauções de segurança adequadas) e não necessita de baterias, armazenando “frio solar” em forma de gelo. Pelo lado negativo; é volumoso, não portátil e requer alguns acessórios especiais de ligação [6].

David Beasely e Steven Vanek [7], no sentido de melhorar e aumentar a eficiência do equipamento de produção de gelo desenvolvido pelos autores Jaroslav Vanek, Mark “Moth” Green e Steven Vanek [6], apresentam um novo conceito. No projecto inicial, apresentado na Figura 2.12, o mais simples dos equipamentos de produção de gelo, a sua constituição baseia-se em 3 componentes: o gerador, um condensador, tipo serpentina, mergulhado em água e um recipiente de evaporação onde o amoníaco, em estado líquido, é recolhido durante a geração. Já no presente projecto, a máquina é composta por 4 componentes, como ilustrado na Figura 2.15. O gerador e o condensador permanecem sem qualquer alteração relativamente ao modelo inicial.

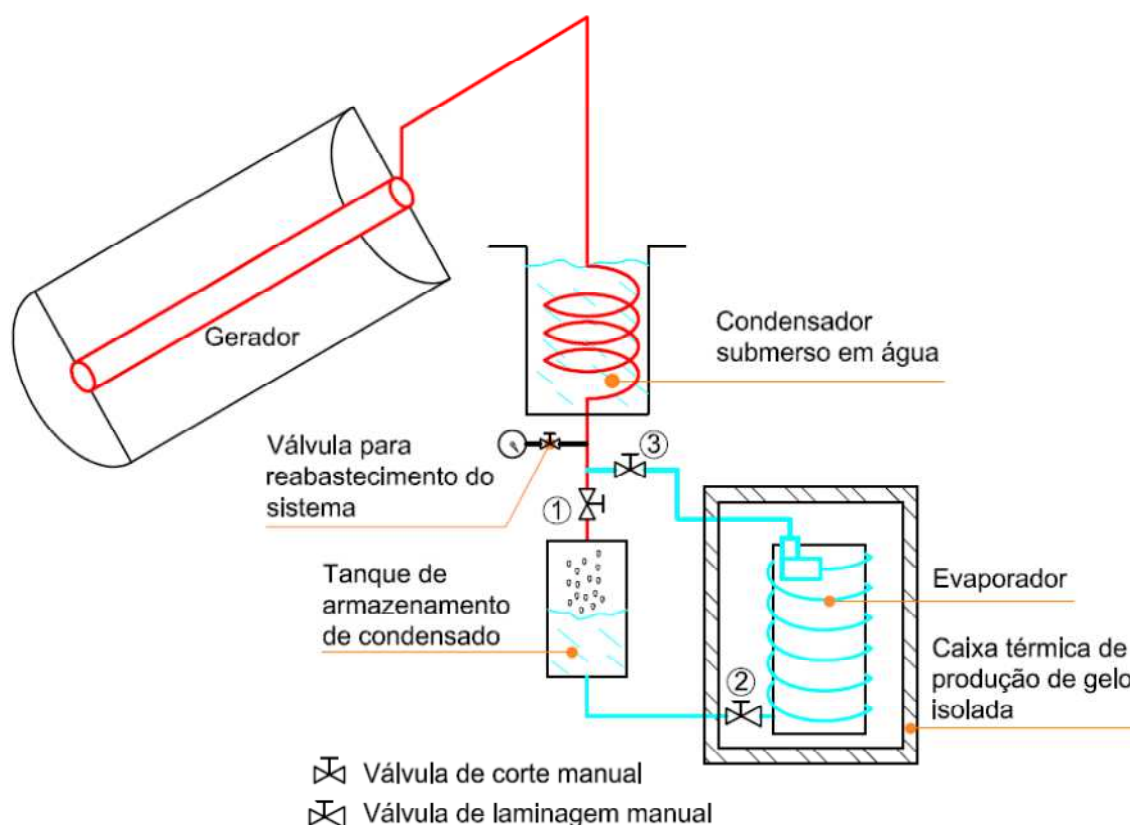


Figura 2.15 - Esquema de detalhe com melhoramentos do equipamento solar de produção de gelo (Adaptado de [7])

Relativamente ao recipiente de armazenamento para o condensado do amoníaco, este agora encontra-se no exterior da caixa térmica. No interior desta caixa encontra-se agora o evaporador em tubo preto galvanizado de  $\frac{1}{4}$ ". A montante do evaporador encontra-se instalada uma válvula de laminagem, de comando manual, do condensado de amoníaco antes de este entrar no evaporador. Neste caso, a serpentina do evaporador é colocada no interior da caixa térmica. A jusante do evaporador, a tubagem liga-se ao troço principal, o qual serve para garantir o retorno do fluxo de vapor de amoníaco ao gerador, passando pelo condensador. As alterações envolvem também a introdução de várias válvulas. Estas são colocadas de forma a direccionar o fluxo de vapor de amoníaco para o interior do recipiente de armazenamento do fluido refrigerante durante o dia enquanto o gerador está exposto à radiação solar. Durante a noite, estas são colocadas de forma a interromper a entrada do tanque de armazenamento, obrigando assim a que o condensado de amoníaco passe pelo evaporador. A válvula no topo do evaporador é aberta, para que o vapor do fluido refrigerante regresse livremente ao gerador.

Com o recipiente de armazenamento do condensado no exterior da caixa térmica, fica um maior volume para a produção de gelo na mesma. Também, o desempenho da caixa térmica vê-se melhorado para o caso de uma eventual impossibilidade de formação de gelo, pois o gelo formado durante o ciclo da noite anterior garantirá o espaço térmico arrefecido. Caso o amoníaco condensado estivesse armazenado no interior da caixa térmica, provocaria algum aumento de temperatura durante o dia no espaço arrefecido.

A serpentina do evaporador é longa e encontra-se soldada a uma estrutura em chapa em forma de balde. Desta forma o calor é absorvido mais facilmente pelo amoníaco quando este está a evaporar. Com esta alteração a área de superfície que permite remover o calor do interior da caixa térmica e da água é maior. Foi também adicionado, uma camada de isolamento de espuma com uma espessura de 1" no interior da caixa térmica, no sentido de diminuir as trocas de calor entre o meio ambiente e o interior desta.

Com estas alterações ao sistema inicial, o gelo começa a formar-se após 15 a 20 minutos aquando da presença do amoníaco no evaporador [7]. O que garante uma melhoria na quantidade de calor que é removido do espaço ou material a arrefecer. Um problema que necessita de ser verificado é a quantidade de fluido refrigerante que entra a montante do evaporador (na parte inferior), que deverá ser controlada pela válvula de laminagem de comando manual que ai se situa. Esta deverá ser aberta para dar início à formação de gelo.

Quanto ao funcionamento do sistema de produção de gelo: este é constituído por 3 válvulas (1, 2 e 3). A válvula 1 encontra-se localizada na parte superior do recipiente de armazenamento de condensado de amoníaco, a 2 (válvula de laminagem manual) localizada na parte inferior do evaporador, no interior do caixa térmica e a 3 é a válvula localizada no topo da saída do circuito do evaporador. Assim, durante o dia (parte do ciclo de refrigeração) apenas a válvula 1 deverá estar aberta, enquanto as outras duas deverão permanecer fechadas até ao fim deste ciclo. Desta forma, o vapor de amoníaco gerado no gerador sai do mesmo e atravessa o condensador, onde condensa, e dirige-se para o tanque de armazenamento onde fica depositado até se iniciar o ciclo seguinte. A válvula 2 e 3 não permitem que o condensado entre no evaporador nesta fase. Quando o gerador arrefece e a pressão diminui devido à ausência do sol, a válvula 1 será fechada, caso contrário o amoníaco evaporava e iria recuar até ao gerador, arrefecendo o tanque de armazenamento e não o espaço do evaporador como pretendido.

Uma vez o gerador suficientemente arrefecido no final do dia, a segunda parte do ciclo pode-se iniciar. Assim, para se dar início a esta fase, deve-se garantir que a válvula 1 está fechada e abrir a válvula 2 e 3, de modo que o fluido refrigerante evaporado no evaporador possa fluir até ao gerador e ser reabsorvido pelo cloreto de cálcio.

Neste último passo deve ser aberta a válvula de laminagem 2 de forma a permitir que o amoníaco condensado se dirija para o evaporador e se dê início à evaporação retirando calor do espaço e da água a congelar. Esta válvula deve-se manter aberta o tempo suficiente de modo a que se dê a evaporação completa no evaporador e o vapor de amoníaco retorne ao gerador. Uma forma mais eficiente para realizar esta tarefa será dosear a entrada de amoníaco no evaporador: abrir a válvula de laminagem a 50% e aguardar até que a parte superior da bobina gele (o que significa que o vapor de amoníaco chegou à parte mais alta do evaporador), depois fechar esta válvula. Repetir passados poucos minutos (pois não há certezas do tempo que demora o amoníaco a passar para o gerador) [7].



Um outro sistema desenvolvido é a máquina de gelo solar ISAAC (*Intermittent Solar Ammonia Absorption Cycle*) [8] desenhado para operar integralmente sem electricidade. O seu funcionamento baseia-se na tecnologia de refrigeração por absorção em regime intermitente em que os fluidos de trabalho são a água e o amoníaco ( $H_2O-NH_3$ ), sendo o absorvador a água e o fluido frigorigéneo o amoníaco.

Este sistema é de fácil operacionalidade e de elevada durabilidade. O sistema foi desenvolvido pela *Energy Concepts Company* ([www.energy-concepts.com](http://www.energy-concepts.com)), de Annapolis, Maryland sendo produzido e promovido pela *Solar Ice company* ([www.solaricemaker.com](http://www.solaricemaker.com)), uma empresa inovadora.

O sistema funciona no ciclo diurno em que o fluido refrigerante, o amoníaco, é separado do absorvente, a água, devido à incidência da energia solar no gerador.

O funcionamento do ISAAC é apresentado em diagrama na Figura 2.16 e Figura 2.17.

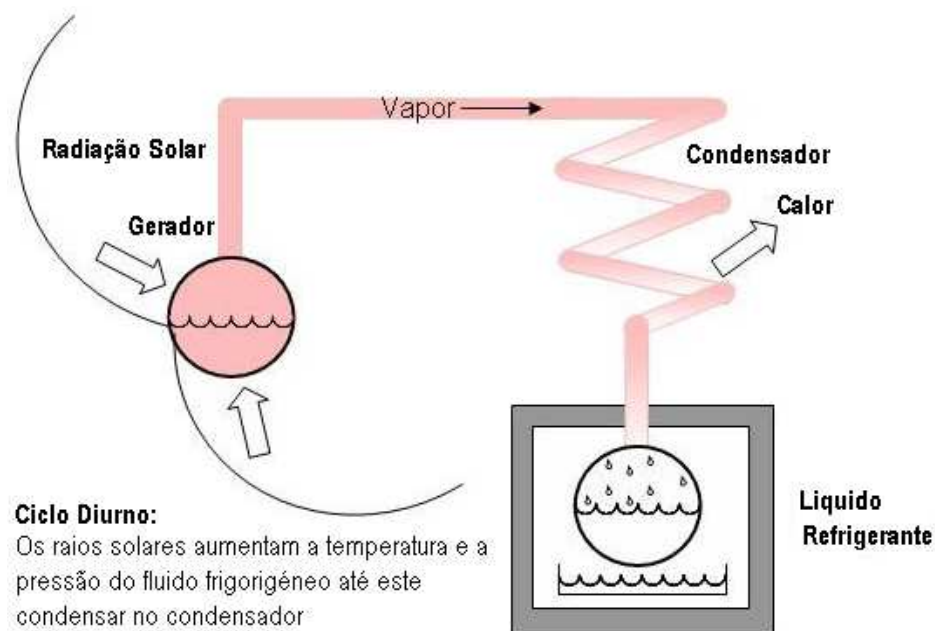


Figura 2.16 - Diagrama do ciclo diurno da máquina ISAAC [8]

Quanto ao ciclo nocturno, este dá-se quando o vapor de amoníaco retorna ao gerador removendo o calor da água a congelar que se encontra junto do evaporador.

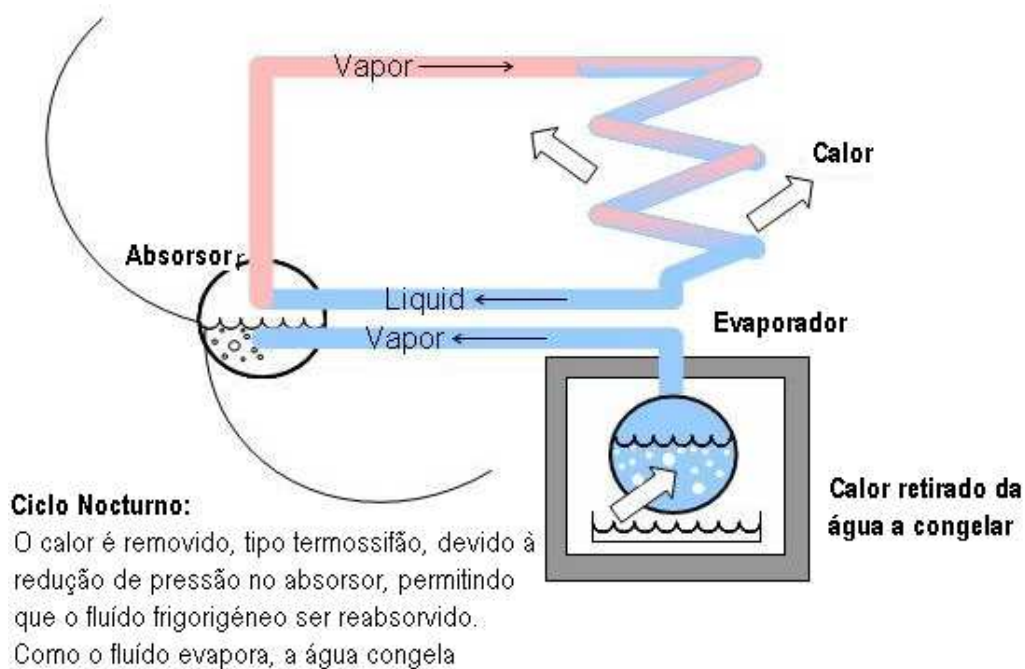


Figura 2.17 - Diagrama do ciclo nocturno da máquina ISAAC [8]

O ISAAC funciona pelo reposicionamento (pela manhã e ao início da noite) de 5 válvulas manuais que fazem parte do sistema. Este projecto é constituído por um colector solar com 2,44 m por 4,88 m. O sistema produz 50kg de gelo em bloco por um dia de sol. As dimensões destes blocos são 5x24x66cm, com 8,3 kg de peso.

Na figura seguinte é mostrado um bloco de gelo produzido num bom dia solar.



Figura 2.18 - Bloco de gelo produzido num bom dia solar [8]

O sistema é utilizado para o arrefecimento do leite que se encontra em recipientes metálicos. Estes são colocados em caixa em madeira rodeadas por camadas do gelo produzido, como ilustrado na Figura 2.19. Cinquenta quilos de gelo são suficientes para conservar 100 l de leite por dia, embora esta seja uma pequena quantidade de refrigeração para os padrões dos EUA, é muito útil e valioso para as comunidades rurais.





Figura 2.19 - Conservação do leite em recipientes metálicos colocados numa caixa revestida, no interior, com gelo [8]

*Solar Ice Company* (SIC) promoveu o sistema solar ISAAC para organizações de desenvolvimento rural, acabando por conhecer o Projecto Internacional Heifer.



Figura 2.20 - Três unidades instaladas na zona Kilifi em Sovimwamri Dairy [8]

Para além do leite, outros produtos necessitam de equipamentos de refrigeração para não se deteriorarem, tais como: o pescado, bebidas e vacinas. Este projecto permite que pequenos mercados trabalhem de forma sustentável.

Os equipamentos de produção de gelo foram instalados pela SIC com o auxílio dos técnicos das cooperativas e outros homens da aldeia. A instalação é um processo muito simples, colocando os componentes em posição, juntando as tubagens, instalando o colector e abastecendo-o com a mistura operante. Na instalação do equipamento está englobada a formação, a qual é muito importante para os futuros operadores. Depois do equipamento montado, os operadores são treinados para operar com o equipamento.

Actualmente, a refrigeração do leite é realizada pela colocação deste em recipientes de 50 l e coloca-los num banho de gelo. O recipiente do gelo é um barril de plástico.

Cada máquina de gelo produz cinquenta quilos de gelo permitindo refrigerar 100 litros de leite. Com 3 máquinas de produção de gelo, pode ser possível arrefecer até 300 litros de água num dia solar.

# Capítulo 3 – Fundamentos Técnicos

Neste capítulo são descritos os conceitos que ajudaram no desenvolvimento do presente trabalho respeitantes aos sistemas de refrigeração por ciclos de absorção e compressão bem como da energia solar e sistemas solares térmicos, nomeadamente quanto às suas características de funcionamento, configurações, vantagens e desvantagens.

## 3.1. Sistemas de Refrigeração

É sabido que a conservação dos alimentos visa o retardamento ou a inibição de ocorrer alteração nos alimentos, assegurando, tanto quanto possível as suas qualidades nutritivas e organolépticas. A actividade e o crescimento microbiano são fortemente afectados pela temperatura. Esta, quanto mais reduzida for, mais lentas se tornam as reacções bioquímicas, as acções enzimáticas e o crescimento microbiano.

A conservação pelo frio tem como vantagem a preservação de grande parte do valor nutritivo e organoléptico dos produtos alimentares. Tem como desvantagem a não eliminação de microorganismos nem a acção nociva das toxinas, logo assim que a temperatura se torne favorável voltam à actividade. Não havendo assim uma estabilidade dos produtos alimentares pelo frio. Alternativamente a refrigeração é entendida como um método de conservação que utiliza temperaturas acima do ponto de congelação. Para a indústria alimentar estas temperaturas rondam os 0 °C. Por outro lado a congelação, consiste no arrefecimento de um produto abaixo do ponto de congelação.

A congelação consiste na conversão de quase a totalidade da água líquida que constitui os produtos alimentares em gelo, com recurso a equipamentos adequados. A congelação da maior parte da água de constituição ocorre entre -1 e -5 °C, seguidamente as temperaturas podem ser alteradas até aos valores que se pretende armazenar os produtos. Esta temperatura varia de acordo com o tempo que se pretende armazenar os alimentos.

De um modo simplista o processo de refrigeração pode ser descrito como um sistema caro na remoção de calor de um espaço ou corpo, no sentido de diminuir e conservar a temperatura abaixo da temperatura do ambiente onde se encontra. Para tal, são utilizados fluidos em que os pontos de ebulição se encontram a temperaturas negativas e a partir dos quais são conhecidos os respectivos pontos de ebulição para diversas pressões. Estes fluidos apresentam composições bem definidas, são quimicamente estáveis e as suas características pressão/ temperatura são conhecidas.

A maioria dos sistemas de refrigeração são constituídos por dispositivos mecânicos que

podem manter a pressão interior num valor desejado, e variar a temperatura do fluido frigorigéneo por forma a que este ao absorver calor de um espaço evapore provocando o arrefecimento desse mesmo lugar. Estes processos são designados por sistemas de refrigeração por compressão. Actualmente estes sistemas de refrigeração podem apresentar alguma complexidade devido ao constante desenvolvimento da sua tecnologia e da mecânica envolvida. No entanto, possibilitam a produção de frio pela vaporização contínua do fluido no estado líquido.

Presentemente os sistemas de refrigeração mais utilizados na indústria e no comércio para garantir a vaporização contínua do fluido refrigerante são de ciclo de:

- Compressão de vapor, através compressor eléctrico
- Absorção, através de um compressor térmico

### 3.1.1. Fases de arrefecimento de uma substância

Pela Figura 3.1 constata-se que a mudança do estado físico de uma substância caracteriza-se por patamares, onde na fase de solidificação a temperatura mantém-se constante. Se uma substância que se encontra em estado líquido (condição em que as suas moléculas têm uma grande agitação) ceder calor, a sua temperatura diminui, assim como o estado de movimentação das moléculas. Se essa cedência de calor se mantiver a movimentação molecular começa a tornar-se cada vez menos intensa iniciando a formação de ligações. A partir deste momento a cedência de calor pela substância não altera mais a movimentação das moléculas, mas sim dá continuidade às ligações das mesmas. Continuando a cedência de calor a agitação das moléculas torna-se de tal forma reduzida que as ligações tornam-se muito intensas, caracterizando o estado sólido.

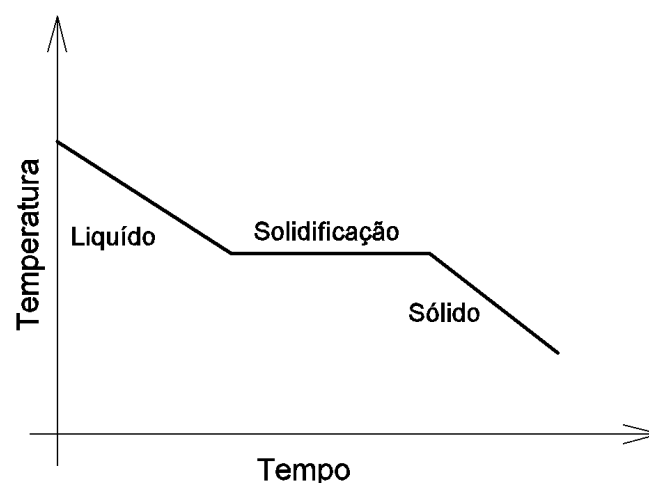


Figura 3.1 - Curva de arrefecimento, mudança de estado de uma substância de líquido para sólido

### 3.1.2. Ciclo compressão vapor

Um dos principais ciclos de refrigeração utilizado nos dias de hoje é o ciclo de compressão de vapor. Basicamente, estes ciclos são constituídos pelos seguintes componentes principais:

- **Compressor frigorífico** – Dispositivo que serve para comprimir o fluido frigorígeno até à pressão do condensador;
- **Condensador** – Tem como finalidade a diminuição da temperatura seguida de condensação do fluido frigorígeno através da rejeição do calor deste para o meio ambiente;
- **Válvula de expansão** – Dispositivo onde se dá a expansão, também designado por laminagem ou tubo capilar, do fluido frigorígeno, através de um orifício, de uma pressão elevada para uma baixa;
- **Evaporador** – Componente, no qual circula o fluido frigorígeno em vaporização, cuja finalidade é absorver o calor do espaço a arrefecer.

Na Figura 3.2 é apresentado um esquema básico de um sistema de refrigeração com os seus principais componentes:

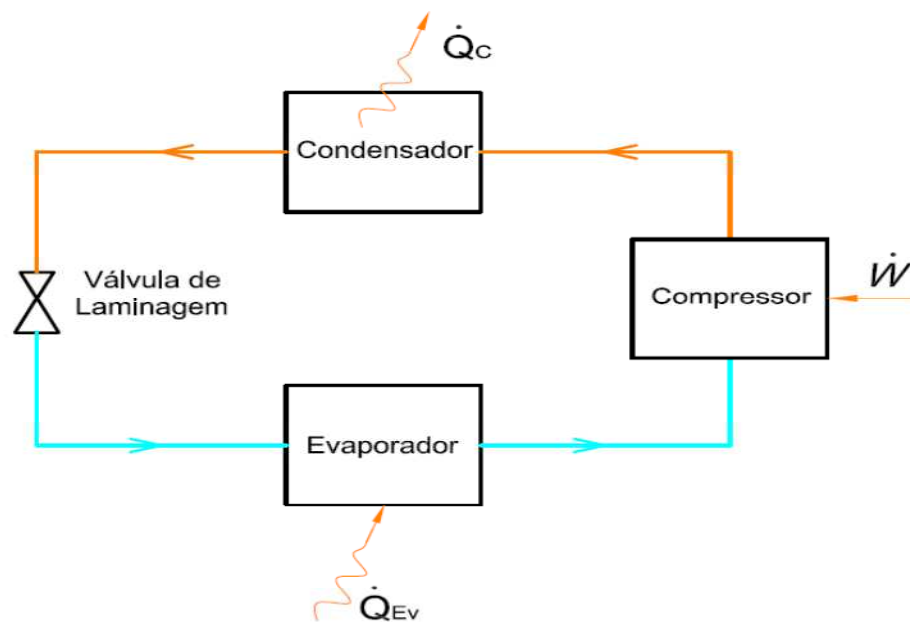


Figura 3.2 - Esquema básico de um ciclo de refrigeração

Na prática, este ciclo de compressão de vapor funciona fornecendo trabalho a um compressor de forma a elevar a pressão do vapor de fluido frigorígeno, que seguidamente é condensado e posteriormente a sua pressão é reduzida para que possa evaporar a baixa pressão. A compressão é mecânica, geralmente gerada por compressores centrífugos, alternativos ou parafuso.

O ciclo térmico de CARNOT é o modelo perfeito para um ciclo de refrigeração, uma vez que nenhum ciclo de refrigeração apresenta um rendimento térmico superior [9]. É completamente reversível e perfeito para trabalhar em ciclos cujas temperaturas são fixadas ou entre dois fluidos a temperaturas diferentes em que cada uma tem uma capacidade térmica infinita [9]. O ciclo de Carnot foi inicialmente desenvolvido para uma máquina térmica que produz trabalho a partir de calor, como por exemplo no funcionamento de uma central termoelétrica. Na Figura 3.3 são mostrados dois ciclos de Carnot, em que: a) corresponde a uma máquina térmica e b) será o inverso para uma máquina de refrigeração.

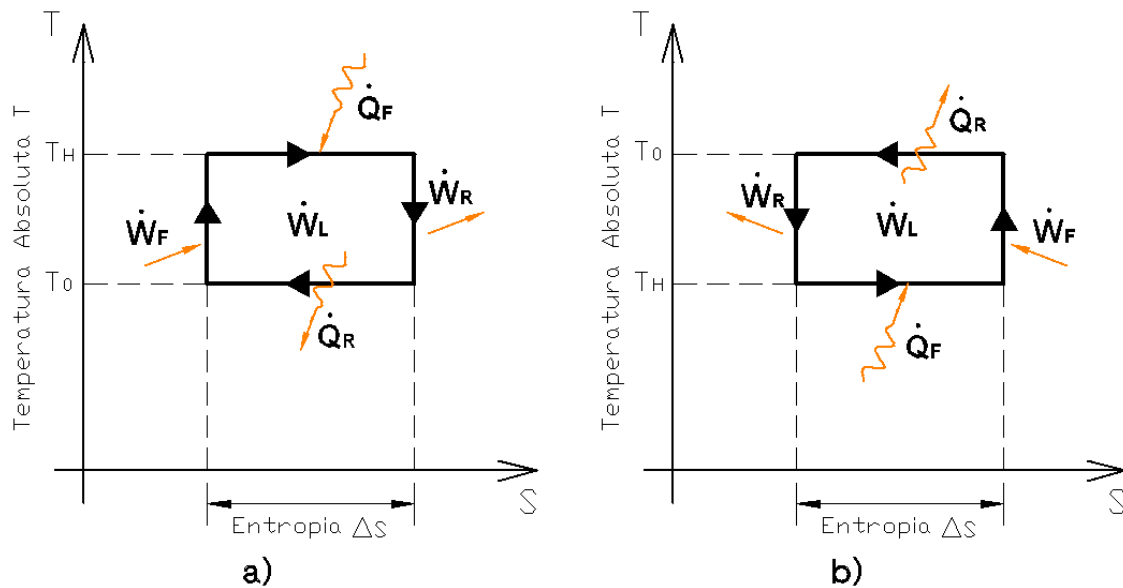


Figura 3.3 - Ciclo de Carnot: a) para uma máquina térmica, b) inverso para uma máquina de refrigeração

Onde:

$\dot{Q}_F$  – Potência térmica absorvida pelo sistema [W]

$\dot{Q}_R$  – Potência térmica rejeitada pelo sistema [W]

$T_0$  – Temperatura constante que o calor é rejeitado para o ambiente (fonte fria) [K]

$T_H$  – Temperatura constante a que é absorvido o calor (fonte quente) [K]

$\dot{W}_F$  – Potência mecânica fornecida ao sistema [W]

$\dot{W}_R$  – Potência mecânica que sai do sistema [W]

$\dot{W}_L$  – Saldo de Potência [W]

O princípio básico de funcionamento destes ciclos é o seguinte:

Para a), o calor é fornecido por uma fonte externa a temperatura constante  $T_H$  e rejeitado

para o meio ambiente a temperatura constante  $T_0$ . Este ciclo é completado com uma expansão e compressão isentrópica. Sendo o saldo de potência para o sistema:

$$\dot{W}_L = \dot{W}_R - \dot{W}_F = \dot{Q}_F - \dot{Q}_R \quad (3.1)$$

E o rendimento de Carnot,

$$\eta_{Cmt} = \frac{\dot{W}_L}{\dot{Q}_F} = \frac{(T_H - T_0)}{T_H} < 1 \quad (3.2)$$

Para b), o calor é absorvido de um espaço a ser arrefecido a uma temperatura constante  $T_H$  é transferido para o meio ambiente a temperatura constante  $T_0$ . Este ciclo é completado com uma expansão e compressão isentrópica. Para este caso, o saldo de potência para o sistema é determinado da seguinte forma:

$$\dot{W}_L = \dot{W}_F - \dot{W}_R = \dot{Q}_R - \dot{Q}_F \quad (3.3)$$

e o rendimento de Carnot,

$$\eta_{Ci} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_L} = \frac{T_H}{(T_0 - T_H)} > 1 \quad (3.4)$$

A Figura 3.4 representa um ciclo teórico de estágio único usado como modelo para sistemas reais.

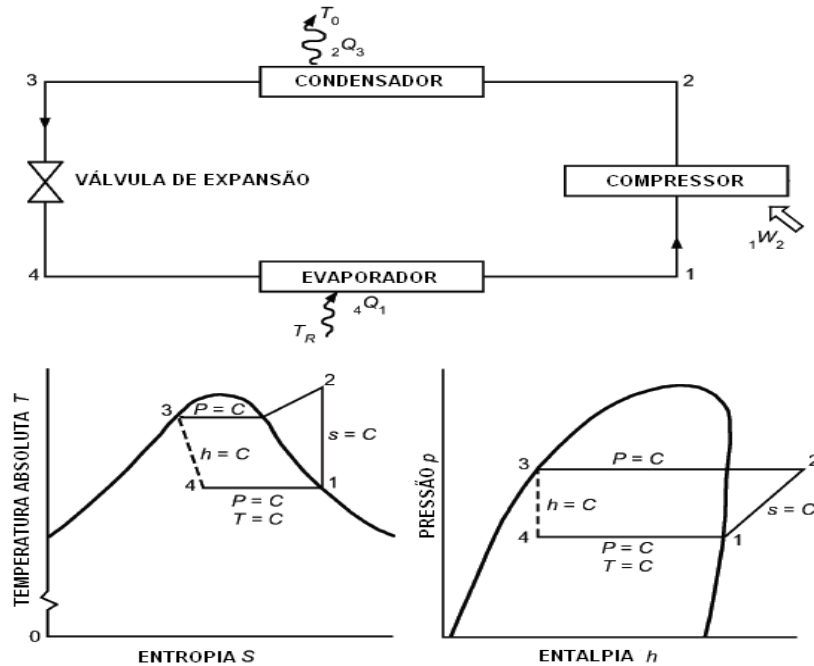


Figura 3.4 - Ciclo teórico de estágio único de compressão de vapor (Adaptado de [9])

Aplicando a equação da energia para uma massa  $m$  no ciclo de refrigeração obtêm-se [9]:

$${}_4\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.5)$$

$${}_1\dot{W}_2 = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

$${}_2\dot{Q}_3 = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.7)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.8)$$

Estrangulamento a entalpia constante não assume qualquer transferência de calor ou alteração na energia potencial ou cinética através da válvula de expansão [9].

Os ciclos de refrigeração de compressão de vapor apresentam como vantagem evidentemente o COP – *Coeficient Of Perfomance*, sendo este geralmente usado para avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho (ciclo de compressão) ou energia térmica fornecida ao gerador (ciclo de absorção), o qual é bastante superior ao dos ciclos de refrigeração de absorção, sendo a relação 4 ou mais para 1, para as mesmas condições de funcionamento [10]. No entanto, deve ser tido em conta a utilização da energia eléctrica na sua alimentação, o que se torna uma desvantagem pela eventual queima de combustíveis fósseis para a sua obtenção, prejudicando a camada de ozono. Assim, para este ciclo o coeficiente de desempenho (COP) é:

$$COP = \frac{{}_4\dot{Q}_1}{{}_1\dot{W}_2} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

Onde:

$\dot{Q}$  – Potência térmica absorvida e rejeitada pelo sistema [W]

$\dot{W}$  – Potência fornecida ao sistema e cedida pelo sistema [W]

$h$  – Entalpia específica [kJ/kg]

$s$  – Entropia específica [kJ/(kg.K)]

$T_R$  – Temperatura constante a que o calor é retirado do meio a arrefecer [K]

$T_0$  – Temperatura constante a que o calor é rejeitado para o ambiente (fonte fria) [K]

$P$  – Pressão [kPa]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [kg]

As fases que ocorrem neste ciclo são as seguintes:



1-2 - Dá-se a compressão adiabática do fluido desde o estado de vapor saturado até à pressão de condensação;

2-3 – Ocorre a rejeição reversível do calor do fluido à pressão constante, diminuindo a temperatura e sucedendo a condensação;

3-4 – Na válvula de expansão acontece a laminagem do fluido condensado com a redução da pressão até a igualar à pressão do evaporador;

4-1 – O vapor do fluido evapora à pressão constante e retira o calor do espaço a arrefecer.

### 3.1.3. Ciclo refrigeração por absorção

A constituição dos sistemas de refrigeração por absorção é basicamente idêntica à do ciclo de compressão de vapor, designadamente o condensador, a válvula de expansão e o evaporador. Onde se verifica uma diferença significativa é na zona de compressão, onde o compressor mecânico de vapor é substituído por um compressor térmico, como ilustrado na figura seguinte.

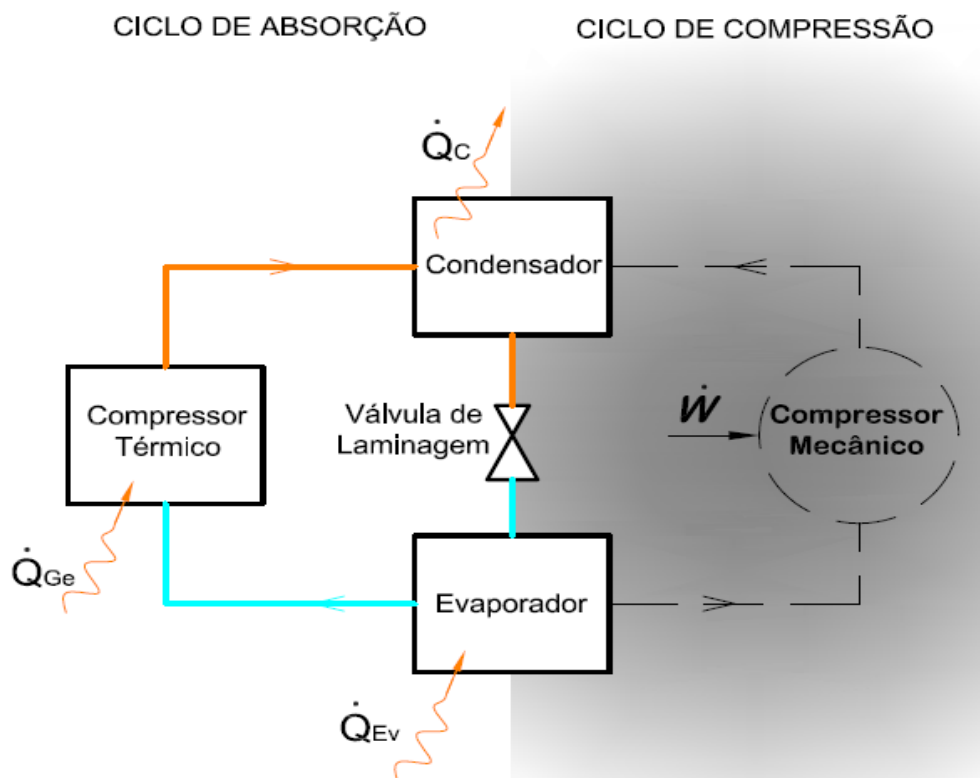


Figura 3.5 - Ciclo de refrigeração por absorção cujo compressor mecânico é substituído por compressor térmico

Nestes sistemas de refrigeração é utilizada uma solução binária líquida, constituída pelo

fluido frigorigéneo e pelo absorvente. O fluido frigorigéneo deverá ter uma afinidade química elevada com o absorvente. Nestes sistemas apenas é trocada energia térmica com a envolvente, não havendo trocas de energia mecânica [9]. O sistema de absorção torna-se economicamente viável, quando está presente uma fonte de energia térmica barata a temperaturas entre os 100 a 200° C [11]. Na Figura 3.6 representa-se um esquema dos principais componentes de um ciclo básico de refrigeração por absorção:

Neste esquema verifica-se que o compressor térmico é constituído por um gerador, um absorvedor e uma bomba de circulação.

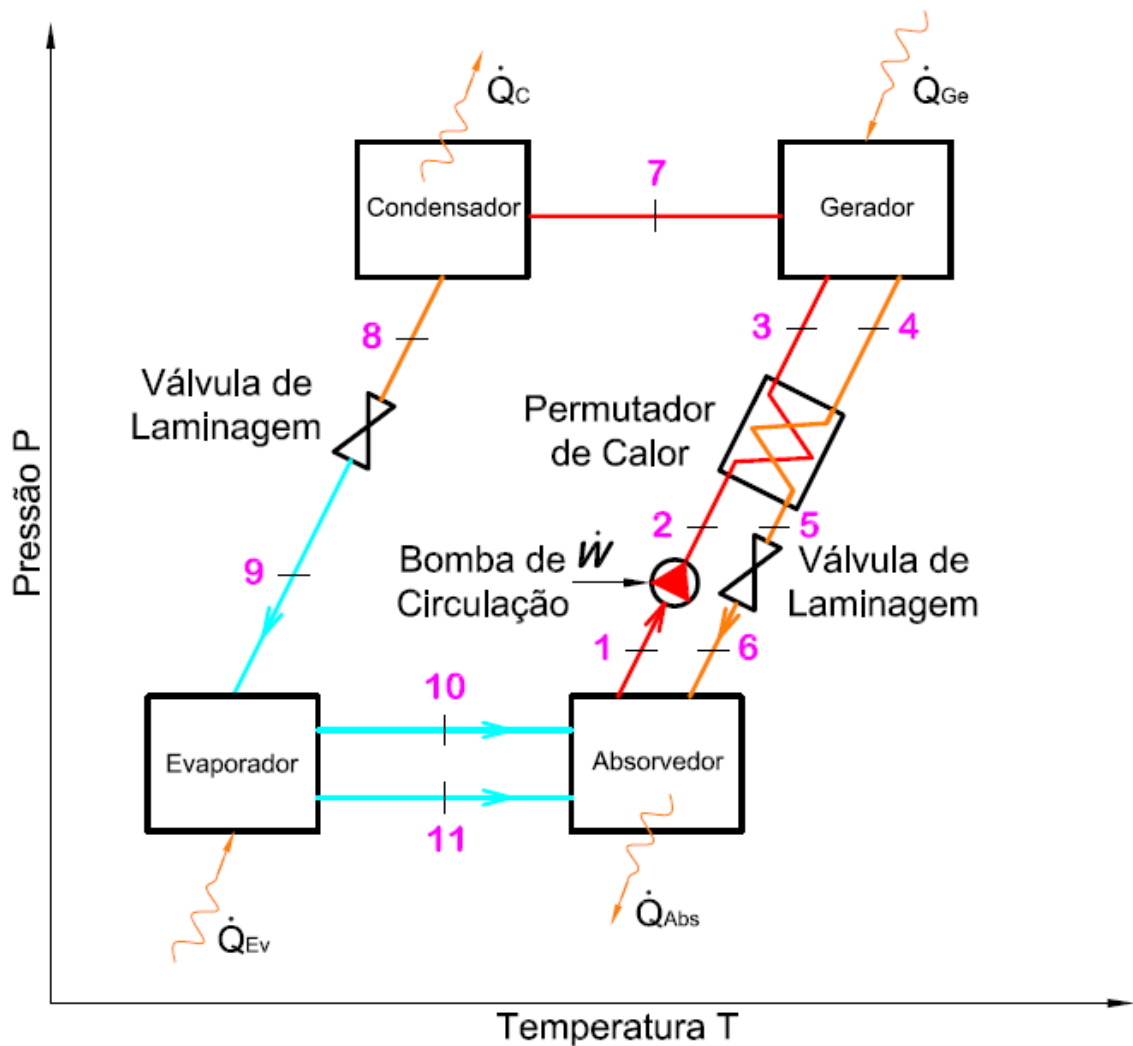


Figura 3.6 - Esquema de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito (Adaptado de [9])

Ao gerador chega a solução binária (absorvente e refrigerante), designada forte, que quando sujeita a um aumento de temperatura e consequentemente a pressão dá-se a geração/separação do fluido frigorigéneo do absorvente, por este ser uma substância mais volátil que o último. O funcionamento do gerador deve garantir que apenas chegue o vapor do fluido frigorigéneo ao condensador, enviando ao mesmo tempo para o absorvedor a solução designada fraca. A bomba de circulação tem como função comprimir o líquido, logo a

quantidade de trabalho necessária é mínima, relativamente ao uso de um gás. A válvula de laminagem, do lado do compressor térmico, tem como objectivo a redução da pressão da solução fraca para que esta entre no absorvedor à pressão do evaporador. No absorvedor dá-se a mistura da solução fraca com o vapor do fluido frigorigéneo vindo do evaporador e formando a solução forte. Seguidamente é descrito o ciclo de funcionamento do compressor térmico, de acordo com a numeração que consta na figura:

10,11 - 6 – O fluido refrigerante oriundo do evaporador é absorvido no absorvedor pela solução fraca. O absorvedor deve ser arrefecido por forma a garantir que a solução fraca não atinja temperaturas muito elevadas o que iria limitar a absorção do vapor refrigerante e consequentemente prejudicar a eficiência. A temperatura do absorvente deve ser a mais baixa possível, maximizando assim a quantidade do refrigerante dissolvido [11].

1 - 3 – A solução líquida designada de solução forte, formada e proveniente do absorvedor chega ao gerador, que se encontra à pressão do condensador, com o auxílio de uma bomba hidráulica.

3 - 4 – No gerador, a solução forte que ali chega é aquecida pelo fornecimento de calor dando-se a formação do vapor do refrigerante que se separa do absorvente e é encaminhado para o permutador.

4 - 6 – A mistura que resulta do processo de separação dos fluidos no gerador, designada fraca, é encaminhada para a válvula de laminagem para que a sua pressão seja reduzida e igualada à pressão do evaporador.

As restantes fases do processo de absorção são idênticas à do ciclo de compressão de vapor.

### ***3.1.4. Comparação Ciclo de Compressão vs Absorção***

Como descrito anteriormente, verificam-se semelhanças entre estes dois ciclos, diferenciando-se apenas ao nível dos mecanismos de compressão e nos fluidos refrigerantes utilizados. Nos sistemas de compressão de vapor são utilizados compressores mecânicos enquanto que nos sistemas de absorção são utilizados compressores térmicos.

Quanto aos fluidos frigorigéneos utilizados nos sistemas de refrigeração com ciclo de compressão de vapor, estes apresentam potenciais riscos para o aumento do efeito estufa. O mesmo não se verifica para os ciclos de refrigeração por absorção [9]. Outra vantagem para estes ciclos é na substância que é comprimida, a qual é um líquido em vez de vapor. Sendo o trabalho fornecido a este tipo de sistema muito pequeno, cerca de 1% do trabalho fornecido ao gerador [11].

Os equipamentos de absorção de pequeno porte são mais simples e economicamente mais vantajosos comparativamente com os equipamentos de compressão de vapor, tendo em conta a mesma capacidade de produção de frio [10]. Estes equipamentos, praticamente não

têm partes móveis, logo implica menos manutenção, são também menos ruidosos e qualquer fonte de calor pode ser usada, incluindo fontes de baixa temperatura [10] [9]. Na Figura 3.7 são apresentados os ciclos de refrigeração com vapor e com absorção e os respectivos equipamentos que os compõem.

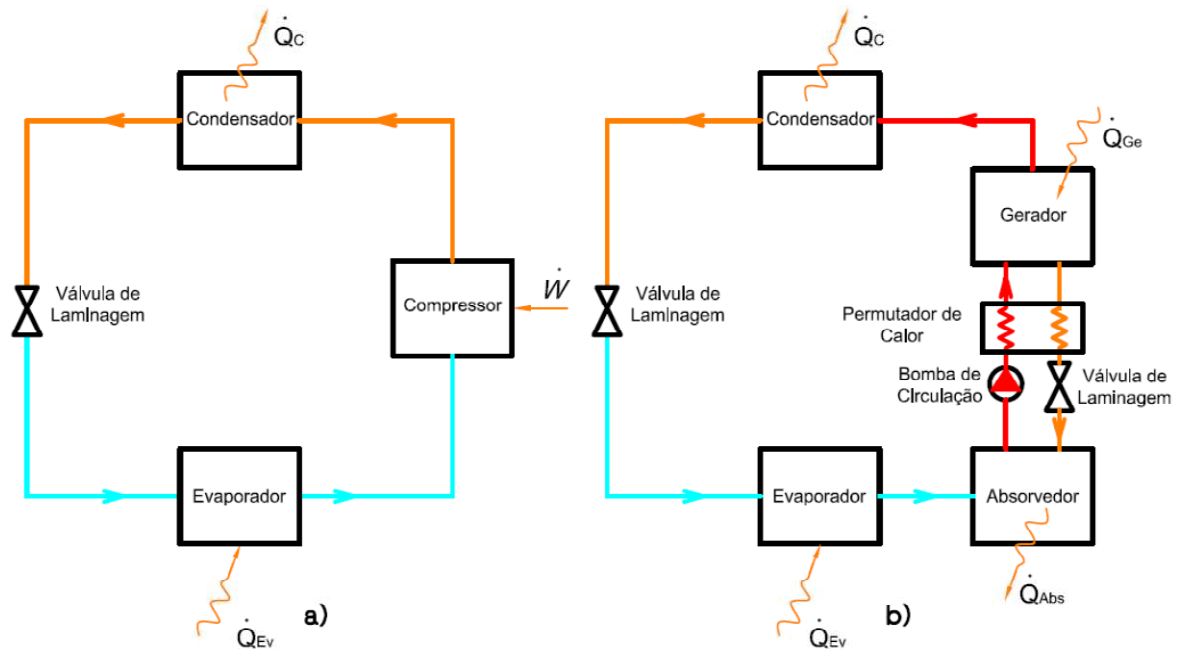


Figura 3.7 - Ciclos de compressão a) e de absorção b)

Como já referido, a vantagem para os ciclos de refrigeração de compressão de vapor relativamente aos de ciclo de absorção é o COP – *Coefficient Of Performance*.

As expressões dos COP máximos correspondentes aos ciclos de refrigeração por vapor e por absorção são obtidos através da representação simplificada na Figura 3.8, que apresenta os níveis de temperatura entre os quais os ciclos operam, tendo em conta que os processos são reversíveis.

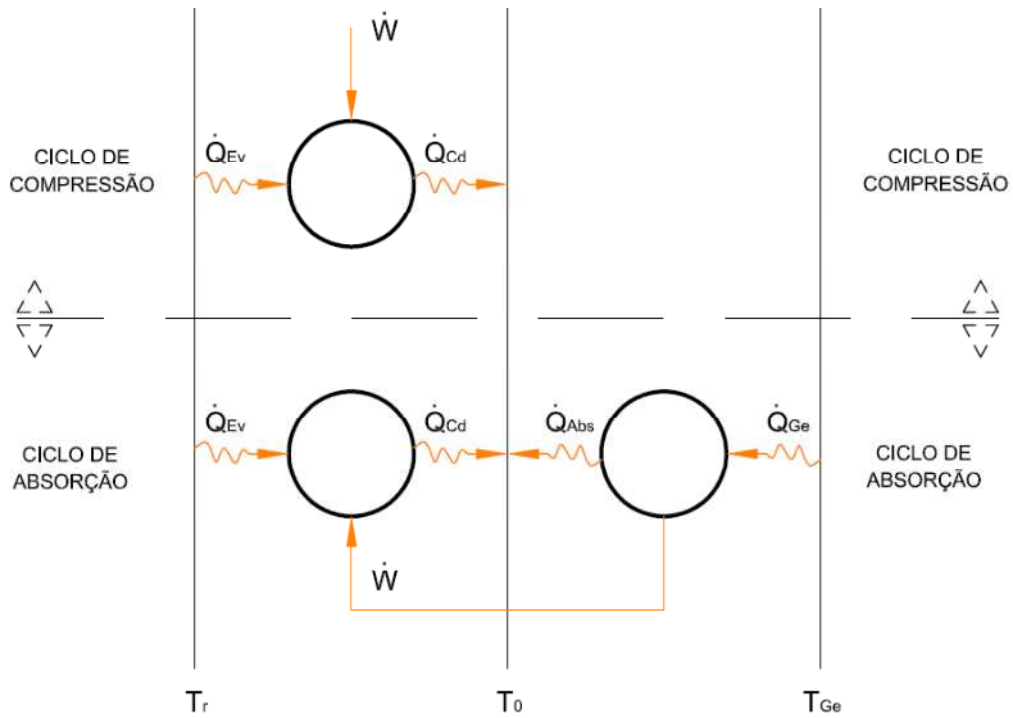


Figura 3.8 - Comparações entre os ciclos de refrigeração por compressão de vapor e por absorção e os níveis de temperatura entre os quais eles operam (Adaptado de [9])

Para o caso do ciclo de refrigeração por compressão verifica-se que há uma transferência de calor da região a  $T_r$  para a  $T_0$  pela potência cedida ao sistema por um compressor mecânico. Já no caso do ciclo de absorção o sistema pode ser visto como a montagem dos dois ciclos de Carnot (original e inverso) funcionando entre três níveis de temperatura ( $T_r$ ,  $T_0$  e  $T_{Ge}$ ), constituído por um compressor térmico que funciona entre  $T_{Ge}$  e  $T_0$  (ciclo Carnot original), ligado a um ciclo de refrigeração que transfere calor de  $T_r$  para  $T_0$  (ciclo Carnot Inverso).

Assim sendo as expressões que determinam os rendimentos são as seguintes [9]:

**Para o ciclo de compressão:**

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{W}} = \frac{T_r}{(T_0 - T_r)} > 1 \quad (3.10)$$

**Para o ciclo de absorção:**

Considerando as expressões dos dois ciclos de Carnot, para o ciclo da máquina térmica e para o ciclo inverso, obtêm-se o rendimento para a máquina de refrigeração de ciclo de absorção.

Para o ciclo de Carnot inverso temos a expressão 3.10, correspondente ao ciclo de compressão:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{W}} = \frac{T_r}{(T_0 - T_r)} > 1 \quad (3.11)$$

Para o ciclo de Carnot original, para uma máquina térmica a expressão é a seguinte:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{Ge}} = \frac{(T_{Ge} - T_0)}{T_{Ge}} < 1 \quad (3.12)$$

Resolvendo as duas expressões obtêm-se a expressão do rendimento para o ciclo de refrigeração por absorção.

$$\eta_{CAbs} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_{Ge}} = \frac{T_r(T_{Ge} - T_0)}{T_{Ge}(T_0 - T_r)} \quad (3.13)$$

Onde:

$\eta$  - Rendimento [%]

$\eta_{CAbs}$  - Rendimento de uma máquina de refrigeração de ciclo de absorção [%]

$\dot{Q}_{Ev}$  – Potência térmica retirado do espaço a arrefecer pelo evaporador [W]

$\dot{Q}_{Abs}$  – Potência térmica rejeitada pelo absorsor para o meio ambiente [W]

$\dot{Q}_{Cd}$  – Potência térmica rejeitada pelo condensador para o meio ambiente [W]

$\dot{W}$  – Potencia mecânica cedida ao sistema [W]

$T_r$  – Temperatura constante a que o calor é retirado do meio a arrefecer (Fonte Fria) [K]

$T_0$  – Temperatura constante a que o calor é rejeitado para o ambiente (Fonte Fria) [K]

$T_{Ge}$  – Temperatura de geração [K]

### 3.1.5. Ciclo de Absorção Electrolux

Um sistema alternativo de refrigeração por absorção é o ciclo de absorção Electrolux.

Neste sistema em vez de ser usada uma bomba de circulação que faz movimentar a mistura binária entre o absorvedor e gerador, bem como a válvula de laminagem que provoca a

diminuição da pressão do condensador para o evaporador é adicionado um terceiro fluido, um gás inerte como o hidrogénio ( $H_2$ ) à mistura água amónia [4]. O ciclo de refrigeração desta máquina funciona segundo o definido pela lei de Dalton, [4] que determina que um recipiente contendo mais de um gás, a pressão total é a soma da pressão parcial de cada componente. Logo, a pressão total exercida pelos gases ou vapores é teoricamente igual em todos os circuitos do sistema [11] [4]. O sistema tem como refrigerante, geralmente a amoníaco, e o absorvente, geralmente água. O gás inerte tem como função o equilíbrio da parte baixa e alta pressão do sistema. Desta forma a máquina de refrigeração é de funcionamento contínuo e baixo custo. Estes sistemas têm um grande campo de aplicação nos frigoríficos domésticos, particularmente em veículos pesados e veículos de recreio [10].

Com a presença do hidrogénio e da pressão parcial que é exercida na parte da baixa pressão do sistema (evaporador e absorvedor), a pressão parcial exercida pelo vapor de amónia nestes componentes será menor do que aquela exercida por este mesmo produto no gerador e no condensador, onde o hidrogénio não está presente [11]. A Figura 3.9 representa o diagrama do sistema de pressão parcial, cujo seu funcionamento se descreve a seguir:

A amónia expande-se no gerador G, passa no rectificador, onde é purificada, passando depois pelo condensador C e chega ao evaporador E. Uma vez atravessado o permutador  $S_2$ , chega ao absorvedor A onde se encontra com a solução fraca em contra corrente formando a solução forte. Esta mistura deixa o absorvedor e passa pelo permutador  $S_1$ , onde vê a sua temperatura aumentar ao extrair calor da solução fraca, tornando esta última mais apropriada para absorver o vapor de amónia no absorvedor. O fim do ciclo termina quando a mistura forte chega ao gerador G. Existe ainda uma ligação entre o absorvedor e o evaporador por onde se dá a passagem do  $H_2$ . Esta passagem garante a correcta pressão de evaporação do amoníaco.

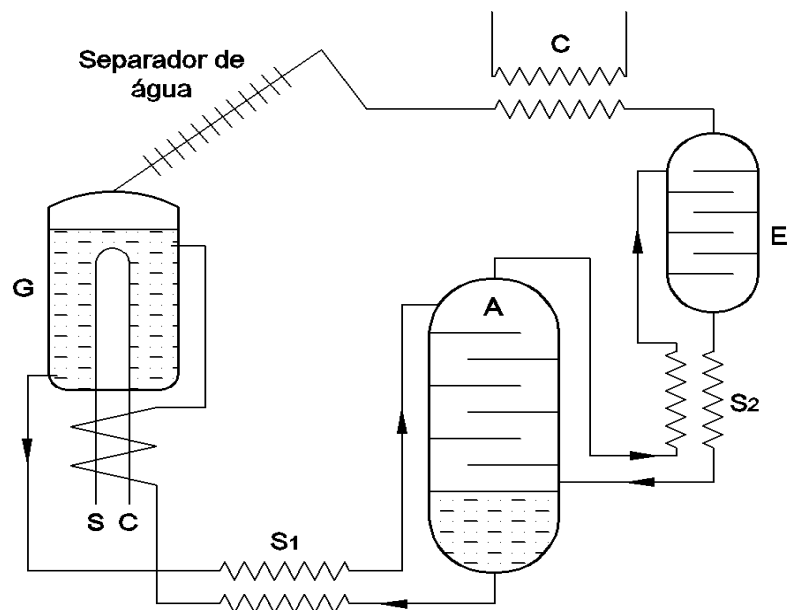


Figura 3.9 - Esquema do sistema de refrigeração por absorção sem bomba e com um gás inerte (hidrogénio ( $H_2$ )) – Sistema Electrolux (Adaptado de [4])

Em [4], é referido o sistema didático de refrigeração de ciclo de absorção em que os fluidos de trabalho são a água e o amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ), sendo o absorvente a água e o fluido frigorigéneo o amoníaco. Este sistema é didático e tem como finalidade:

- Promover o uso de sistemas de refrigeração por absorção como forma de poupança de energia;
- Melhorar o conhecimento das propriedades termodinâmicas de misturas binárias;
- Para aumentar a capacidade lógica e dedutiva do estudante.

Na figura seguinte é apresentada o sistema de refrigeração por absorção de vapor de ciclo contínuo didático.

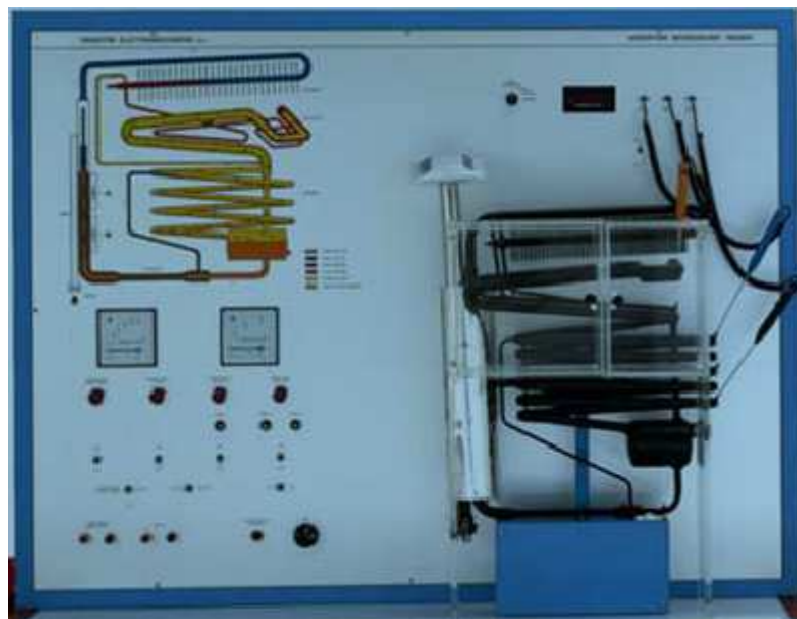


Figura 3.10 - Sistema de refrigeração por absorção de vapor de ciclo contínuo didático da ElettronicaVeneta [4]

O equipamento não dispõe de visores que permitam observar o movimento interno do fluido, além disso, não é possível ver as mudanças de fase a que o fluido está sujeito, nem de conhecer a composição da mistura inicial, não há ainda nenhum instrumento para medir a pressão de operação da máquina. Este sistema também não é reabastecido ou drenado como os sistemas de refrigeração por compressão. Este método não pode ser usado, uma vez que a mistura de água e amoníaco tem propriedades muito fortes de corrosão e, portanto, é necessário o uso de materiais resistentes à corrosão e recipientes perfeitamente herméticos.

Como o volume interno do circuito hidráulico do sistema é constante, de acordo com a lei dos gases ideais, a pressão de operação não é fixa, dependendo da temperatura da água de arrefecimento e da temperatura de funcionamento do gerador. No entanto, durante a operação, a temperatura não deve exceder  $140^{\circ}\text{C}$ , pelo facto da água não poder evaporar e devido a esse factor surgir um aumento considerável da pressão interna.



Foi admitido que o sistema trabalha com uma solução binária água-amoníaco quando sujeita a uma potência térmica inicial de 100 W, uma temperatura ambiente de 17 °C, uma temperatura de evaporação e condensação de -24°C (1,6kg/cm<sup>2</sup>) e +24 °C (10,2kg/cm<sup>2</sup>), e para uma concentração de amoníaco de 0,40 obtidas para uma temperatura de evaporação de amoníaco de 80 °C e para uma final de 0,356 quando a temperatura atinge os 90 °C. Estes valores de concentração são obtidos através do diagrama de entalpia/ concentração de NH<sub>3</sub>. Quer isto dizer que a mistura forte que entra no gerador é aquecida até aos 90 °C e, durante este aquecimento, parte do amoníaco vaporiza e deixa o gerador. Seguidamente este vapor entra no condensador, perde calor de vaporização e condensa. Seguidamente este condensado entra no evaporador a baixa pressão e dá-se o início da evaporação retirando calor do meio envolvente. A mistura fraca e o vapor de amoníaco oriundo do evaporador juntam-se e formam a mistura forte no absorvador que volta ao gerador e assim fecha o ciclo de refrigeração. Depois de serem efectuados os balanços para cada componente do sistema é calculado COP respeitante ao ciclo com um resultado igual a 0,56.

## **3.2. Fluidos utilizados nos sistemas frigoríficos**

### ***3.2.1. Fluidos frigoríficos***

De uma forma geral, um fluido refrigerante é uma substância que actua como no sentido de arrefecer outro fluido ou material absorvendo o calor destes.

Os fluidos refrigerantes são substâncias vitais a qualquer sistema de refrigeração, quer mecânicos quer de absorção de vapor. Qualquer substância que mude da fase de líquido a vapor e vice-versa, pode funcionar como fluido refrigerante, dependendo da gama de temperaturas e pressões a que se dê essas mudanças [12] [13].

Existe uma grande quantidade de tipos de fluidos refrigerantes actualmente utilizados em aplicações comerciais e industriais.

Na Tabela 3.1 apresentam-se exemplos de fluidos frigoríficos utilizados no sector da refrigeração:

Tabela 3.1 – Exemplos de fluidos frigorigéneos utilizados no sector da refrigeração [12]

TIPO	MISTURAS	PUROS	FLUIDOS NATURAIS
REFRIGERANTE	R401A	R113	R600a (Isobutano)
	R401B	R114	R290 (Propano)
	R401C	R1150 (Ethylene)	R744 (CO <sub>2</sub> )
	R402A	R1270 (Propylene)	R717 (Amoníaco)
	R402B	R134a	R718 (Água)
	R404A	R143a	R729 (Ar)
	R406A	R152a	RC318
	R407A	R236fa	
	R407B		
	R407C		
	R408A		
	R409A		
	R410A		
	R410B		
	R502		

### 3.2.1.1. Impacto ambiental dos fluidos frigorigéneo

Seguidamente são apresentados os principais índices de impacto ambiental usados no sentido de caracterizar o uso de fluidos frigorigénio [12] [14]:

**Índice ODP** (Ozone Depletion Potential) – Índice que traduz o potencial de um Fluido destruir a camada de Ozono relativamente ao R12 (que tem o valor 1), ODP=1. Embora este índice não esteja relacionado com o desempenho energético, é um factor chave na escolha de um fluido refrigerante.

**Índice GWP** (Global Warming Impact) – Este índice mede o impacto de uma substância aumentar o efeito de estufa.

### 3.2.1.2. Impacto relativamente à saúde e segurança dos fluidos frigorigéneo

Segundo a norma Portuguesa NP 378, os fluidos classificam-se em grupos de acordo com os seus efeitos relativamente à saúde e à segurança (toxicidade e inflamabilidade) [12] [14]:

**“Classificação dos Fluidos Frigorigéneos de acordo com (NP378-1 - Sistema frigoríficos e bombas de calor, parte 1 - Requisitos básicos, definições, classificação e critérios de escolha) ”**

#### a) Classificação quanto à toxicidade

Quanto à toxicidade os fluidos frigorigéneos classificam-se em 2 grupos:

- **Grupo A:** Fluidos cuja concentração média no tempo, igual ou superior a 400 ml/m<sup>3</sup> (400 ppm V/V) não tem efeitos adversos sobre os trabalhadores que sejam dia-a-dia e ele expostos, considerando 8h/dia e 40h/semana;
- **Grupo B:** Fluidos cuja concentração média no tempo, inferior a 400 ml/m<sup>3</sup> (400 ppm V/V) não tem efeitos adversos sobre os trabalhadores que sejam dia-a-dia e ele expostos, considerando 8h/dia e 40h/semana.

#### b) Classificação quanto à inflamabilidade

Os fluidos frigorigêneos são classificados em 3 grupos com base no seu limite inferior de inflamabilidade à pressão atmosférica e temperatura do local:

- **Grupo 1:** Inclui fluidos refrigerantes que não são inflamáveis no estado de vapor seja qual for a sua concentração ao ar;
- **Grupo 2:** Inclui fluidos cujo limite inferior de inflamabilidade é igual ou maior que 3,5% de concentração em Volume do fluido sobre o Volume total quando em mistura com o ar;
- **Grupo 3:** Fluidos cujo limite inferior de inflamabilidade é menor que 3,5% de concentração em Volume do fluido sobre o Volume total quando em mistura com o ar;

Como classificação final quanto à segurança é apresentada tabela seguinte:

Quanto à segurança os fluidos classificam-se em função das classificações conjuntas anteriormente descritas de toxicidade e inflamabilidade.

Tabela 3.2 - Classificação de grupos de segurança dos refrigerantes [12]

	Toxicidade	
	Menor Toxicidade	Maior Toxicidade
<b>Alta Inflamabilidade</b>	A3	B3
<b>Baixa Inflamabilidade</b>	A2	B2
<b>Inflamabilidade nula</b>	A1	B1

#### 3.2.1.3. Propriedades físicas e impacto ambiental de alguns refrigerantes usados nos sistemas de refrigeração

Cada substância tem características que diferem umas das outras, tais como: pontos de ebulição, calor específico, calor latente, densidade, além de outros que factores que permitem dar condições a que o fluido refrigerante transfira ou receba calor [12] [13].

Para que um fluido possa ser utilizado como refrigerante, deve reunir certas propriedades, tanto termodinâmicas como físicas. O fluido refrigerante ideal seria aquele que fosse capaz de

dissipar, através do condensador, todo o calor absorvido no evaporador. Tal situação é impossível de ocorrer, uma vez que o fluido refrigerante que sai do condensador e chega ao evaporador tem sempre uma certa quantidade de calor o que reduz a capacidade deste de absorver calor do espaço a arrefecer.

Não existe um fluido refrigerante ideal, isto é que reúna todas as propriedades desejáveis. Assim, um fluido refrigerante considerado óptimo para um determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é o recomendado para ser utilizado noutra.

Um óptimo fluido refrigerante deve ser aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades, relativamente ao fim a que se destina, não esquecendo a componente ambiental e segurança. Na tabela seguinte são apresentadas algumas propriedades físicas e impacto ambiental de alguns refrigerantes usados nos sistemas de refrigeração [12] [13]:

Tabela 3.3 - Propriedades físicas e impacto ambiental de alguns refrigerantes usados nos sistemas de refrigeração [12] [13]

Fluido Refrigerante	Composição	Peso Molecular [kg/kmol]	Ponto de ebulição (0.1013 MPa) [°C]	Temp. Crítica [°C]	Pressão crítica [MPa]	ODP	GWP	Grupo de Segurança
<b>R12</b>	Diclorodifluorometano	120.9	-21.6	111.94	4.14	1	8500	A1
<b>R22</b>	Clorodifluorometano	86.5	-41.5	96.17	4.99	0,055	1700	A1
<b>R134a</b>	Tetrafluoretano	102.3	-26.5	101.0	4.06	0	1300	A1
<b>R717</b>	<b>Amoníaco (NH<sub>3</sub>)</b>	17.03	-33.3	132.9	11.33	0	0	B2
<b>R718</b>	<b>Água</b>	18.02	100	374.5	22.06	0	0	A1
<b>R600</b>	Butano	58.1	-11.7	151.0	3.72	0	3	A3
<b>R744</b>	CO <sub>2</sub>	44.01	-78.56	31.1	7.38	0	1	A1
<b>ODP – Ozone Depletion Potential (Potencial de Destruição do Ozono)</b>								
<b>GWP – Global Warming Impact (Impacto no Aquecimento Global)</b>								

Pela tabela acima, pode ser verificado que os fluidos refrigerantes com menos peso molecular são o R718 e o R717. Tal característica torna estas substâncias amigas do meio ambiente, não destruindo a camada de ozono (ODP=0). O mesmo se passa sobre o contributo para o aquecimento global da Terra que é nulo (GWP=0).

### 3.2.1.4. Selecção dos fluidos frigoríficos

Na selecção de um fluido frigorífico devem ser tidas em conta as várias propriedades de saturação. Para a taxa de transferência de calor ser razoável deve ser verificada uma diferença de temperatura de 5 a 10 °C entre o refrigerante e o meio com o qual é trocado calor. Se é pretendido que um espaço arrefecido permaneça a uma temperatura de 0 °C, por exemplo, a temperatura do refrigerante deve se manter a cerca de -10 °C enquanto absorve o calor do evaporador [3]. A menor pressão de um ciclo de refrigeração ocorre no evaporador. Logo, para evitar que entre ar no sistema, essa pressão deve estar acima da pressão atmosférica.

Portanto um fluido refrigerante deve ter uma pressão de saturação de 1 atm ou superior a uma temperatura de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para este caso particular. A temperatura e pressão do fluido, no lado do condensador, dependem do meio no qual o calor é rejeitado. Maiores transferências de calor entre o fluido frigorígeno e o meio de arrefecimento no condensador correspondem a COP's superiores, esta situação pode ser verificadas se o fluido de arrefecimento for água [3].

Além das características apresentadas existem outras que um fluido deve possuir, sendo as principais as indicadas nos pontos seguintes [12]:

- A razão entre a pressão de evaporação e condensação deve ser o mais baixo possível, assim reduz o trabalho do compressor aumentando consequentemente a sua eficiência;
- Evitar pressões elevadas de condensação, o que reduz a espessura e os custos dos materiais utilizados;
- Possuírem elevadas entalpias de vaporização, correspondendo em maiores diferenças entre a sucção do gás pelo compressor e a entrada no evaporador verificando-se maior capacidade de arrefecimento. Como consequência favorável desta condição é a redução do equipamento e a quantidade de fluido frigorígeno utilizado;
- Capacidade calorífica volumétrica elevada, esta está directamente relacionada com a vaporização e a densidade do fluido refrigerante. Um elevado valor da entalpia e densidade de vaporização traduz-se numa elevada capacidade calorífica volumétrica. Esta situação provoca uma redução no trabalho do compressor porque a densidade do fluido refrigerante torna-se elevada, daí uma redução no caudal mássico do fluido, do compressor e da energia eléctrica necessária;
- Devem possuir baixa temperatura de ebulição;
- Deve possuir baixo volume específico na fase de vapor, porque se o fluido refrigerante tem um elevado calor latente e baixo volume específico de vaporização o caudal volúmico no compressor será menor, logo implica equipamento de menores dimensões;
- O aumento da pressão no evaporador eleva o valor da temperatura de evaporação e reduz o volume específico. Com esta condição o trabalho do compressor é reduzido, aumentando o COP;
- Baixo calor específico do fluido refrigerante na fase líquida tem como vantagem a redução da transferência de calor quando o fluido arrefece abaixo da temperatura de condensação. Um baixo calor específico dum fluido refrigerante durante a expansão traduz-se numa baixa vaporização do mesmo;
- Uma elevada condutividade térmica é um factor fundamental para reduzir as dimensões dos permutadores de calor;

- A temperatura crítica do fluido refrigerante deve ser mais elevada do que a fonte de calor, porque a eficiência do ciclo diminui significativamente quando estes estão muito próximos;
- Baixa pressão crítica é necessária para a temperatura de condensação por forma a evitar equipamentos de elevadas pressões;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar das repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não deve ser corrosivo;
- Não deve ser inflamável;
- Não deve ser tóxico;
- Deve ser inodoro;
- Deve ser de fácil detecção no caso de derrames;
- Ter miscibilidade com o óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros componentes do sistema;
- Em caso de derrame, não deve atacar ou deteriorar os alimentos;
- Não deve contribuir para o aquecimento global;
- Não deve afectar a camada de ozono.

### 3.2.2. Soluções binárias

O estado termodinâmico de uma mistura homogénea de duas ou mais substâncias, em que a densidade, pressão e temperatura são uniformes, não pode ser determinado apenas pelas propriedades independentes, pressão e temperatura, como acontece com as substâncias puras. Sendo necessário o conhecimento da composição da mistura, indicada pela concentração, (relação entre a massa de uma das substâncias e a massa total da mistura).

Quando duas substâncias, com características idênticas se misturam, as suas temperaturas e volumes alteram-se. Para os sistemas de refrigeração por absorção, a miscibilidade de uma mistura é uma característica importante. Devendo estas misturas serem completamente miscíveis, nas fases líquida e vapor, em todo o ciclo de refrigeração.

Estudar e compreender o comportamento (relação entre pressão, temperatura e concentração) duma mistura binárias é fundamental num sistema de refrigeração por absorção.

Na Figura 3.11, é representada uma mistura binária com uma percentagem de substância x1 à temperatura T1, que se encontra no interior de um recipiente fechado através de um pistão de massa fixa que se pode movimentar sem atrito.

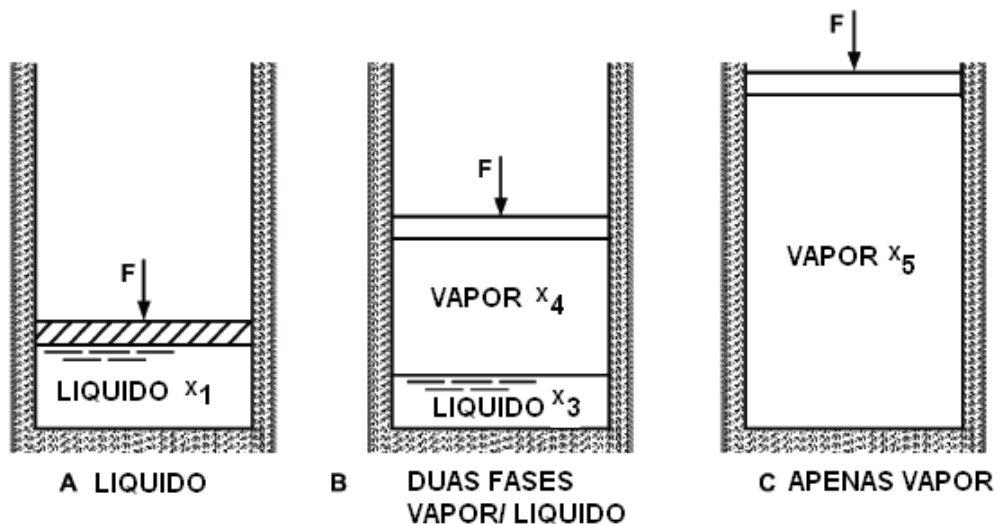


Figura 3.11 - Processos de evaporação e condensação de uma mistura binária e homogênea (Adaptado de [9])

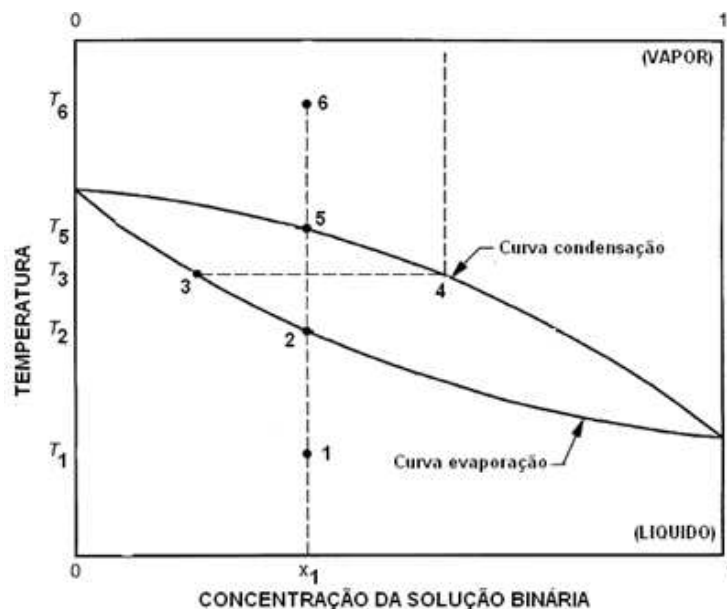


Figura 3.12 - Diagrama temperatura/ concentração da solução binária (Adaptado de [9])

Pelo diagrama  $T-x$ , Figura 3.12, é possível analisar o comportamento da mistura que se encontra no interior do recipiente fechado, da figura 3.11, quando esta é sujeita a um aumento de temperatura a pressão constante. Do ponto 1 ao ponto 2, a mistura mantém-se na fase líquida, mesmo verificando-se um aumento de temperatura. A temperatura na mistura continua a aumentar e logo imediatamente a seguir ao ponto 2, inicia-se a formação de vapor que obriga o pistão, que mantém a pressão constante, a mover-se para cima por influência do vapor, conforme também é mostrado na figura 3.11 B. Então para temperaturas superiores ao ponto 2 (estados na região de saturação), e a partir da análise química da composição do líquido e vapor, conclui-se que a concentração de vapor é diferente da do líquido e ambos são diferentes da concentração inicial, sendo as concentrações das fases líquida e vapor determinadas pelos valores  $x_3$  e  $x_4$ , ou seja a concentração em B é maior na fase vapor que na fase líquida.

ou seja:

$x_3 < x_1$  enquanto que  $x_4 > x_1$ :

Fornecendo mais calor ao recipiente, até que todo o líquido evapore, no ponto 5, verifica-se que a concentração de vapor  $x_5$  é igual à concentração da solução líquida inicial  $x_1$ .

### ***3.2.2.1. Misturas binárias usadas nos sistemas de absorção***

Como já referido, os sistemas de absorção utilizam uma mistura constituída por duas substâncias, sendo uma o refrigerante e a outra o absorvente. O refrigerante é a substância que tem como finalidade absorver o calor de um local ou material e consequentemente provocar aí a refrigeração. Estes fluidos de trabalho possuem propriedades determinantes nos resultados do COP e na eficiência dos sistemas. Devem ser solúveis na faixa de temperatura de funcionamento, estáveis quimicamente, não tóxicos e não explosivos. Além destas propriedades, a diferença entre o ponto de ebulição para as duas substâncias deve ser a maior possível, devendo o do refrigerante superar o do absorvente de forma a conseguir-se uma maior pureza na entrada do condensador.

Uma viscosidade reduzida, o que garante uma melhor troca de calor e massa diminuindo a potência da bomba, bem como uma boa condutividade térmica devem ser características, também, a considerar na escolha das substâncias a utilizar.

Para um melhor desempenho do sistema a substância refrigerante deve possuir uma volatilidade maior do que a do absorvente para que se dê uma separação mais eficaz e assim o vapor gerado no gerador contenha o menos possível de absorvente [9]. Este, também, deve possuir uma afinidade forte com o refrigerante aquando se verifica a absorção. Permitindo uma maior pureza na solução para o efeito desejado. No entanto, uma elevada afinidade obriga um maior incremento de calor no gerador para separar a mistura, o que prejudica o COP [9]. A estabilidade química dos fluidos usados deverá ser elevada, evitando assim formação de gases indesejáveis, sólidos ou substâncias corrosivas.

Os fluidos utilizados devem então possuir características que não ataquem os materiais que constituem o sistema de absorção prevenindo a corrosão e garantindo uma elevada eficiência. Sempre que possível, devem ser utilizados inibidores de corrosão nos fluidos dos sistemas de absorção.

As pressões de funcionamento dos sistemas de absorção devem ser moderadas. Para pressões elevadas implica a aplicação de equipamentos e acessórios adequados, tal como materiais de maiores espessuras. No caso de pressões muito baixas surge o problema das perdas de carga nos escoamentos, que obriga à utilização de equipamentos volumosos e dispositivos específicos.

Na tabela seguinte são indicadas algumas das combinações possíveis relativamente aos pares de refrigerante e absorvente.



Tabela 3.4 - Pares de refrigerante/ absorvente (Adaptado de [9])

REFRIGERANTE	ABSORVENTE
<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>Sais</b>
	• Halogenetos alcalinos
	• LiBr
	• LiClO <sub>3</sub>
	• CaCl <sub>2</sub>
	• ZnCl <sub>2</sub>
	• ZnBr
	• Nitratos Alcalinos
	• Tiocianatos Alcalinos
	<b>Bases</b>
	• Hidróxidos Alcalinos
	<b>Ácidos</b>
	• H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>
	• H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>
<b>NH<sub>3</sub></b>	H <sub>2</sub> O
	Tiocianatos Alcalinos
<b>TFE</b>	NMP
<b>(Orgânico)</b>	E181
	DMF - Dimetilformamida
	Pirrolidona
<b>SO<sub>2</sub></b>	Solventes Orgânicos

As soluções mais utilizadas em sistemas de refrigeração por absorção são, água-brometo de lítio (H<sub>2</sub>O-LiBr) e amoníaco-água (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O), sendo, actualmente, os que melhor combinação das propriedades apresenta para inúmeras aplicações [15].

No entanto estas soluções, devidas às características das substâncias envolvidas, têm aplicações distintas. Tendo como uma vantagem em comum a possibilidade de obter potência frigorífica usando calor de diversas fontes que de outra forma seria desperdiçado bem como de energia solar [4].

Para sistemas de absorção que utilizam água-brometo de lítio (H<sub>2</sub>O-LiBr), a mistura pode atingir a fase sólida, uma vez que água atinge este estado a uma temperatura de 0 °C [11], sendo 5 °C a temperatura utilizada na prática [3], logo a sua aplicação limita-se a situações em que as temperaturas requeridas nunca atinjam esta temperatura, pelo que poderiam danificar o equipamento. Assim, esta solução não é indicada para refrigeração, sendo adequado para sistemas de climatização ambiente. Além destas, esta solução apresenta outras desvantagens, como pressões de trabalho baixas e viscosidade elevada.

Por outro lado a solução amoníaco-água (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) é a indicada para fins de refrigeração, uma vez que o ponto de ebulição da amónia é -33.3 °C à pressão atmosférica. Esta solução também apresenta desvantagens, como a relação de volatilidade é baixa, funciona com pressões elevadas e devido à toxicidade da amónia o seu uso a nível residencial é inviável.

### 3.2.3. Amoníaco ( $NH_3$ )

O uso de amoníaco é uma opção mais económica para sistemas de absorção industriais. Este fluido é o único fora do grupo dos fluorocarbonetos que ainda está a ser utilizado em larga escala. Embora esta substância apresente propriedades termodinâmicas superiores a outros refrigerantes, é considerada tóxica a níveis de concentração de 35 a 50 mg/kg [16]. Nos sistemas de refrigeração que funcionam com base no amoníaco oferecem condições de projecto que abrangem uma vasta gama de temperaturas de evaporação e condensação que podem variar de -50 a 15 °C [10], podendo atingir os -77 °C [4]. Daí ser o fluido refrigerante escolhido para muitos sistemas de refrigeração industrial [16].

O amoníaco, com a fórmula química de  $NH_3$ , é composto por um átomo de nitrogénio e três de hidrogénio, apresenta-se como um gás à temperatura e pressão ambiente e sujeito à pressão atmosférica liquefaz-se a uma temperatura de -33 °C [3]. É um gás incolor, tem uma densidade inferior à do ar, é altamente higroscópico, logo muito solúvel na água e onde a sua reacção com esta forma o  $NH_4OH$  (hidróxido de amoníaco) [17], é imiscível ao óleo, possui um forte e desagradável odor que pode ser detectado no ar com baixas concentrações (0,05 ppm) [17], apresenta boa estabilidade química. Os produtos de uso doméstico à base de amoníaco têm uma concentração desta substância na ordem dos 5 a 10%) [17]. O amoníaco quando usado nos sistemas de refrigeração é livre de impurezas e deve ser, pelo menos, 99,95% deste produto em estado puro [17]. A água e o óleo não podem ter quantidades de amoníaco superiores a 33 ppm e 2 ppm, respectivamente. A preservação da pureza deste gás é fundamental para garantir o funcionamento adequado de um sistema de refrigeração [17].

Ainda, para temperaturas acima de 450 °C pode decompor-se e libertar hidrogénio e nitrogénio [3].

O amoníaco tem uma densidade inferior à do ar e é muito solúvel na água, a estabilidade química, possui elevada afinidade com a água, é imiscível ao óleo, é amigo do meio ambiente, não destruindo a camada de ozono (ODP=0) nem contribui para o aquecimento global da Terra que é nulo (GWP=0), etc., fazendo deste produto um fluido refrigerante ideal a ser usado em grandes sistemas onde a toxicidade não é um factor a ter em conta [10]. Devido ao seu coeficiente de transmissão de calor relativamente elevado e a consequente melhoria na taxa de transferência de calor do lado do refrigerante, o amoníaco é adequado principalmente para grandes instalações de refrigeração de líquidos [10].

Apesar das vantagens apresentadas, este fluido frigorigéneo pode apresentar vários problemas técnicos e de saúde, tais como:

- Irritação nos olhos, garganta, vias respiratórias e pele;
- Exposição a níveis de 2500 ppm causa danos permanentes nos olhos, dificuldades na respiração, espasmos asmáticos e dor torácica;
- Potencial surgimento de acumulação de líquido nos pulmões, passadas algumas

horas após exposição a este gás;

- A exposição a elevados níveis de gás de amónia provoca irritação, queimaduras e surgimento de bolhas na pele.
- O amoníaco líquido em contacto com os olhos e com a pele pode levar à cegueira e provocar queimaduras químicas potencialmente fatais, respectivamente;
- O amoníaco é um gás inflamável formando misturas explosivas com o ar na ordem dos 16 a 25%. No entanto, misturada com água a amónia não é inflamável;
- O amoníaco reage ou origina produtos explosivos com flúor, cloro, bromo, iodo e alguns outros compostos químicos relacionados;
- O amoníaco reage com ácidos e produz calor;
- O vapor de amoníaco reage com vapor de ácidos produzindo fumo branco irritante.

Apesar destas desvantagens, Lorentzen (1988) considerou esta substancia como um excelente fluido frigorigéneo, podendo anular o impacto negativo das desvantagens com um projecto e um controlo adequado do sistema refrigeração [3].

Como referido, o amoníaco usado nos sistemas de refrigeração deve apresentar um grau de pureza elevado. Assim, a seguir são apresentadas algumas situações que podem levar à entrada de impurezas nos sistemas de refrigeração de amoníaco [17]:

- Antes do carregamento, pela entrada de ar indevido no sistema;
- Durante o carregamento do sistema;
- Pela vedação da haste das válvulas;
- Em eventuais fugas e reparações nas tubagens;
- Pelos orifícios que fazem parte do sistema.

As pressões de condensador e evaporador em condições normais de temperatura e pressão (PTN) padrão de -15 °C e 30 °C são 2,37 bar e 11,67 bar, respectivamente, de modo que materiais leves possam ser usados na construção do equipamento de refrigeração [10].

As tubagens usadas nos sistemas de refrigeração que usam amoníaco devem ser em aço carbono ou ferro fundido [18], bem como todas as suas ligações. Deve ser, sempre que possível, evitado o contacto entre dois metais diferentes, por forma a evitar a formação de um par galvânico que provocará uma reacção altamente corrosiva num dos materiais.

Apesar de o amoníaco puro de anídrico não ser corrosivo para todos os metais normalmente usados nos sistemas de refrigeração, na presença de humidade, o amoníaco torna-se corrosivo aos metais não ferrosos, tais como cobre e latão. Portanto, com excepção de alguns bronzes especiais, o cobre não deve ser utilizado nos sistemas com este fluido [18].

### 3.2.3.1. Propriedades físicas do amoníaco

O amoníaco na fase líquida tem cor clara e evapora a uma temperatura de  $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$  à temperatura atmosférica. Nos sistemas de refrigeração, o fluido é armazenado em recipientes fechados sobre pressão. Quando se dá a diminuição da pressão o líquido evapora rapidamente, geralmente formando um vapor ou gás invisível. A rápida evaporação faz com que a temperatura do fluido desça até atingir a temperatura de ebulição normal de  $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$  absorvendo o calor em seu redor. Um efeito semelhante ocorre quando a água evapora no exterior da pele, arrefecendo-a. É devido a este facto que o amoníaco é usado nos sistemas de refrigeração. A densidade do amoníaco é inferior à da água. Oito litros de amoníaco pesam o mesmo que cinco litros de água [17]. O amoníaco na fase líquida ou gasosa expande-se e contrai-se consoante as mudanças de pressão e temperatura. Por exemplo, se o amoníaco na fase líquida ocupar parte da capacidade de um recipiente, fechado e sofrer um aquecimento de  $-17.78\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , o volume da substancia aumenta sensivelmente 10%. Se a capacidade do mesmo recipiente for ocupada com 90% do mesmo fluido e sofrer igual aumento de temperatura, verifica-se uma ocupação da substancia de 99%. Ao mesmo tempo é verificado um aumento de pressão de 110kPa para 758,4 kPa [17], que leva o amoníaco, na fase líquida, a expandir-se 850 vezes ao mudar de fase. O vapor de amoníaco é consideravelmente mais leve que o ar, aumentando para o ar seco. No entanto, como o amoníaco possui uma elevada afinidade com a água, este reage imediatamente com a humidade do ar podendo assim permanecer junto ao solo.

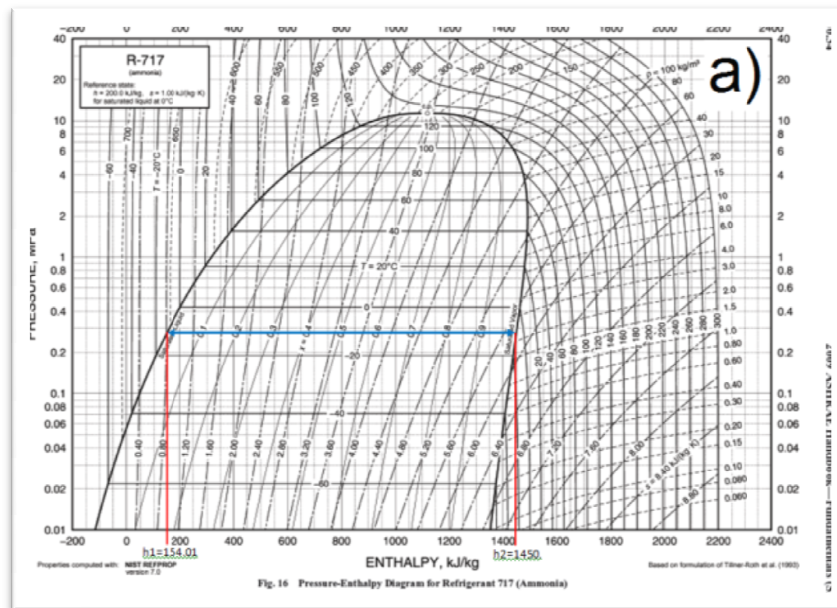
É recomendado a análise do local caso seja detectado, através do olfacto, a presença de amoníaco para avaliação do uso ou não de equipamento de protecção respiratória.

Na tabela seguinte são apresentadas algumas das propriedades do amoníaco:

Tabela 3.5 – Algumas propriedades do amoníaco [17]

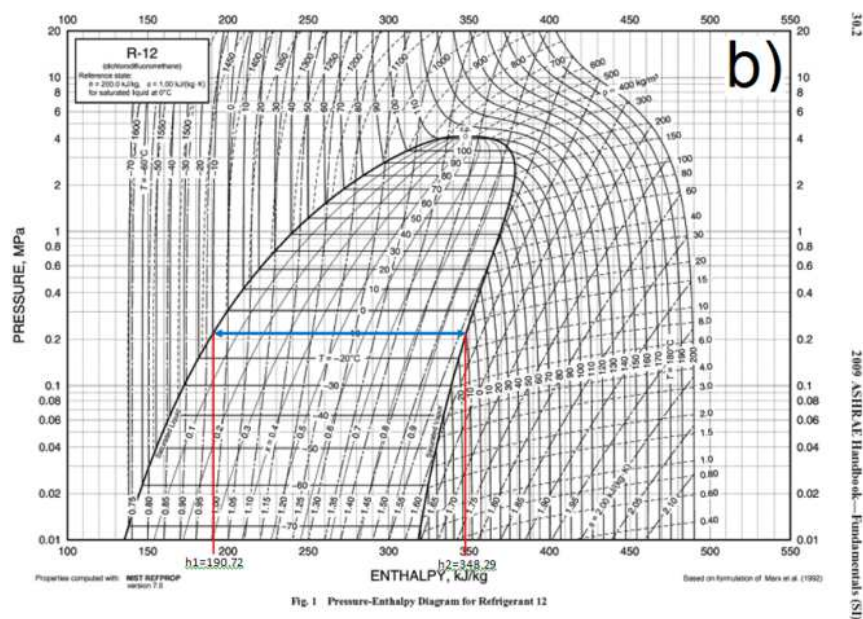
Ponto de ebulição: $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$	Peso molecular: 17g/mol
Ponto fusão: $77,7\text{ }^{\circ}\text{C}$	Densidade $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ : $0,682\text{g/cm}^3$
Aparência: gás comprimido liquefeito e incolor	Odor característico
Estado à temperatura ambiente: gás	Temperatura de Auto Ignição: $651\text{ }^{\circ}\text{C}$
Limite inferior de explosividade (LIE): 16%	Limite superior de explosividade (LSE): 25%
Densidade relativa (água =1): $0,619\text{ g/cm}^3$	Densidade relativa (ar =1): $0,588\text{ g/cm}^3$
Calor específico $\text{H}_2\text{O}$ : $1,1007\text{ cal/g}^{\circ}\text{C}$	Calor específico $\text{NH}_3$ : $1,1007\text{ cal/g}^{\circ}\text{C}$
OSHA - Limite de Exposição a Curto Prazo (STEL): 15min.: 35 ppm, $24\text{ mg/m}^3$	Valor médio de exposição ao longo de um turno de trabalho de 8 horas (TWA): 25 ppm, $17\text{ mg/m}^3$
Pressão de vapor a $-17,8\text{ }^{\circ}\text{C}$	110,32 kPa
Pressão de vapor a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$	758,42 kPa
Pressão de vapor a $37.778\text{ }^{\circ}\text{C}$	1,3652 MPa

Os gráficos comparativos seguintes mostram a capacidade frigorífica de cada fluido frigorígeno para uma temperatura de evaporação de -10 °C. Pode ser verificado que o fluido frigorígeno R717 (Amoníaco) é o que apresenta maior capacidade frigorífica, isto é maior entalpia de vaporização, correspondendo uma maior diferença entre a sucção do gás pelo compressor e a entrada no evaporador verificando-se assim maior capacidade de arrefecimento. Como consequência favorável desta condição é a redução do equipamento e a menor quantidade de fluido frigorígeno utilizado.



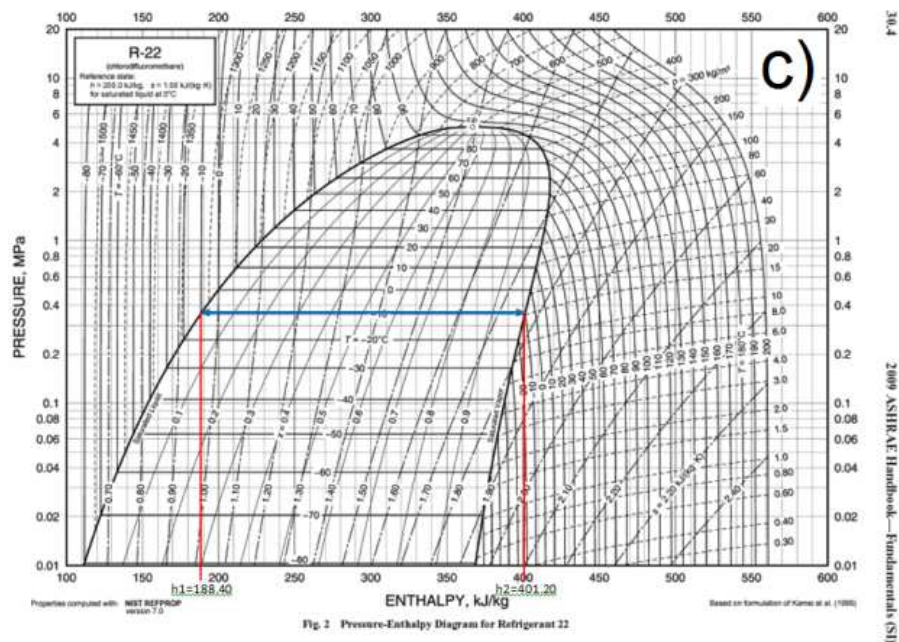
$$h_2 - h_1 = 1450 - 154.01 = 1295.99 \text{ kJ/kg}$$

Figura 3.13 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R717



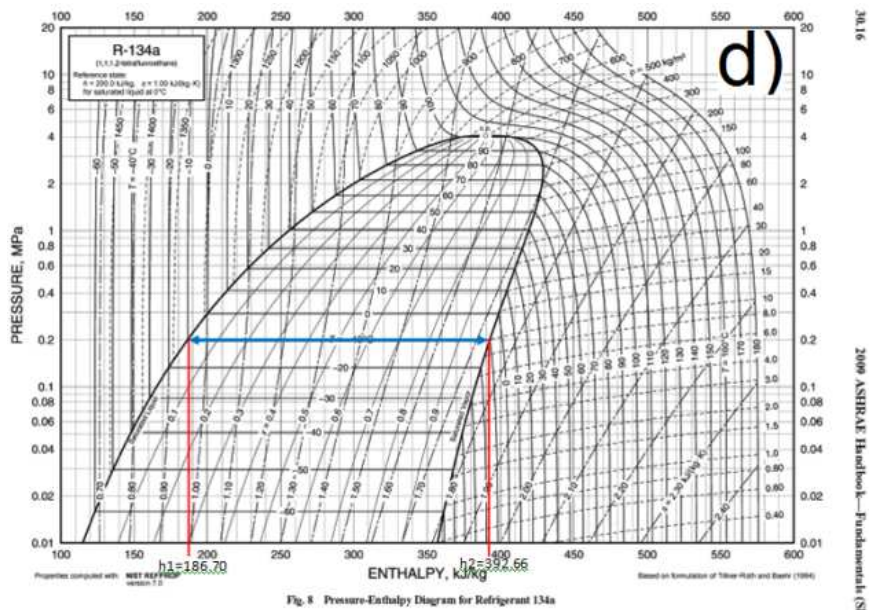
$$h_2 - h_1 = 348.29 - 190.72 = 157.57 \text{ kJ/kg}$$

Figura 3.14 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R12



$$h_2 - h_1 = 401.20 - 188.40 = 212.80 \text{ kJ/kg}$$

Figura 3.15 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R22



$$h_2 - h_1 = 392.66 - 186.70 = 205.96 \text{ kJ/kg}$$

Figura 3.16 - Gráfico da capacidade frigorífica do fluido R134a

### *3.2.3.2. Propriedades químicas do amoníaco*

O amoníaco é facilmente absorvido pela água. A uma temperatura de 20 °C, cerca de 700 volumes de vapor da substancia podem ser dissolvidos num volume de água para que uma solução contenha uma concentração de 34%. Este frigorigéneo, na presença de humidade, reage e corrói cobre, zinco e alguns tipos de ligas metálicas. Apenas ferro, aço, alguns tipos de borrachas e plásticos e materiais específicos não ferrosos resistentes ao amoníaco devem ser utilizados nos sistemas que usam esta substância como fluido de trabalho. O amoníaco pode ser classificado com não inflamável. No entanto, para concentrações elevadas de vapor no ar (16 a 25%) inflama-se. Estas concentrações são improváveis de ocorrer, excepto nos espaços confinados ou na proximidade de grandes derramamentos. O risco de incêndio com origem no amoníaco aumenta na presença de óleo ou outros materiais combustíveis.

### *3.2.4. Potenciais perigos no uso e métodos de detecção de amoníaco*

Podem ocorrer derrames de amoníaco devido à destruição de acessórios ou tubagens, pelo facto de existir excesso de água no evaporador;

Níveis de oxigénio e de concentrações de amoníaco elevadas no sistema pode promover a corrosão dos materiais e consequentemente derrames do fluido;

Quanto maiores são as temperaturas de funcionamento, maiores as probabilidades de ocorrência de corrosão [17].

Quantidades elevadas de amoníaco não devem ser ventiladas para áreas fechadas perto de chamas ou faíscas de dimensões consideráveis [16].

O amoníaco pode ser detectado por diferentes métodos, tais como: electrónico, bolhas, corante fluorescente à luz ultra violeta ou ainda aproximando uma solução de ácido clorídrico perto do objecto. Se o vapor de amónia estiver presente, forma-se uma nuvem branca ou fumo de cloreto de amoníaco. O amoníaco pode ser também detectado com papel indicador, o qual muda de cor com a presença de uma base [15].

#### *3.2.4.1. Efeitos na saúde*

Sendo o amoníaco uma das substancia muito utilizadas como fluido refrigerante nos sistemas de refrigeração e devido às suas características relativamente nocivas pode-se tornar perigoso o seu manuseamento quando não usado em condições controladas. Assim, nos pontos seguintes são apresentados os cuidados a ter com esta substancia e os efeitos que podem causar ao ser humano, os Equipamento de Protecção Individual, as medidas e regulamentos de segurança, os requerimentos gerais de manutenção a utilizar quando o

produto é manuseado e os primeiros socorros a aplicar nestas instalações num eventual acidente.

O amoníaco é um fluido incolor de odor penetrante, que é obtido da natureza, podendo também ser criado de forma artificial. É um produto com elevada volatilidade e apresenta uma grande afinidade com a água.

#### **3.2.4.2. Efeitos da exposição ao gás**

Os efeitos da exposição no corpo humano, a um ambiente de amoníaco, variam de acordo com o valor das concentrações existentes no local [19], assim para:

- **50 ppm** - é verificado uma sensação de secura no nariz e garganta;
- **100 ppm** - verifica-se irritação nos olhos e nas mucosas;
- **700 ppm** - a irritação dos olhos é significativa, sendo intolerável a maiores concentrações;
- **1700 ppm** - produz-se uma tosse convulsiva.

A exposição ao amoníaco em ambientes acima de **2500 ppm**, durante 30 minutos, é prejudicial sendo que os efeitos mais lesivos não se verificam no imediato, podendo passar vários dias até que se origine um edema pulmonar [19].

Para exposições acima de **5000 ppm**, é obrigatória uma protecção respiratória que cubra toda a face, incluindo os olhos [19].

O amoníaco não produz sérios efeitos crónicos ou a longo prazo, mas podem apresentar-se a curto prazo riscos definitivos e agudos, principalmente nos olhos, sistema respiratório e pele.

#### **3.2.4.3. Efeitos da exposição ao amoníaco líquido puro**

Este produto na fase líquida apresenta um perigo potencial muito superior ao gás. Sendo o perigo mais sério para os olhos caso estes entrem em contacto com a substância, podendo provocar danos permanentes e levar á cegueira caso não sejam lavados rapidamente (menos 20 segundos) com água corrente e abundantemente [19].

O contacto da pele com o amoníaco líquido provoca a destruição dos tecidos originando queimaduras térmicas por congelação [19].



### 3.3. A energia solar e sistemas solares térmicos

O sol é a maior fonte de energia disponível na Terra, sendo indispensável à existência da vida na mesma. A energia solar, além de estar na origem de quase todas as fontes de energia primária (energia eólica, biomassa, energia hidroelétrica e até dos combustíveis fósseis) é uma das energias mais amigas do ambiente, inesgotável numa perspectiva humana [20] [21]. Esta fonte de energia viaja pelo espaço em forma de ondas electromagnéticas. Como o sol se encontra a uma grande distância, cerca de 143 milhões de quilómetros da Terra, apenas uma fracção da energia irradiada está disponível. No entanto, o valor anual da radiação solar global varia entre os 1400 e 1800 kWh/m<sup>2</sup> [20], sendo que a energia que é irradiada pelo sol, durante 15 minutos, é superior à energia utilizada a nível mundial, durante um ano [20].

A energia que é irradiada pelo sol para a atmosfera terrestre é praticamente constante com um valor médio de  $E_0 = 1367 \text{ W/m}^2$  [20], correspondendo aproximadamente, à radiação emitida por um corpo negro a 5762 K (cerca de 5500 °C). Esta energia ao trespassar a atmosfera terrestre sofre uma diminuição para um valor aproximado de 1000 W/m<sup>2</sup> [21] [22].

A radiação electromagnética emitida pelo sol decompõe-se em infravermelho (46%), visível (47%) e ultravioleta (7%). A Figura 3.17 representa o espectro de radiação solar que chega à superfície da Terra (nível do mar). Nesta figura, as indicações de O<sub>3</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e CO<sub>2</sub> indicam a absorção do espectro por estes compostos [20].

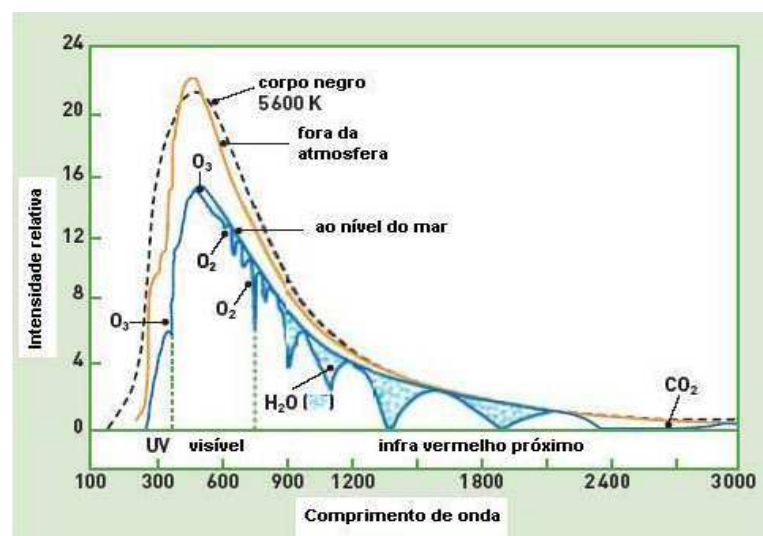


Figura 3.17 - Espectro de radiação solar que chega à superfície da Terra (nível do mar) [20]

A radiação solar que chega ao solo divide-se em duas componentes, como se pode verificar pela Figura 3.18:

- a) A radiação directa ( $E_{Dir}$ ) - constituída pelos raios solares que chegam directamente do sol cuja direcção não é perturbada;

- b) A radiação difusa ( $E_{Dif}$ ) - constituída pela energia radiante indirecta proveniente da atmosfera. Esta radiação após atravessar a atmosfera sofre diversos desvios devido à presença de nuvens, nevoeiro, poeiras em suspensão além de outros obstáculos existentes na atmosfera. Esta radiação compreende também a radiação que é reflectida pela superfície da terra.

Do somatório destes dois tipos de radiação resulta a radiação solar global ( $E_G$ ).

$$E_G = E_{Dir} + E_{Dif} \quad (3.14)$$

em que:

$E_G$  - Radiação solar global [ $W/m^2$ ]

$E_{Dir}$  - Radiação directa [ $W/m^2$ ]

$E_{Dif}$  - Radiação difusa [ $W/m^2$ ]

A energia solar pode ser aproveitada de duas formas completamente distintas:

- Por colectores solares térmicos, que absorvem a radiação, aquecem e transmitem calor a um fluido térmico;
- Por painéis fotovoltaicos, constituídos por um material semiconductor, que origina uma corrente eléctrica quando exposto à radiação solar.

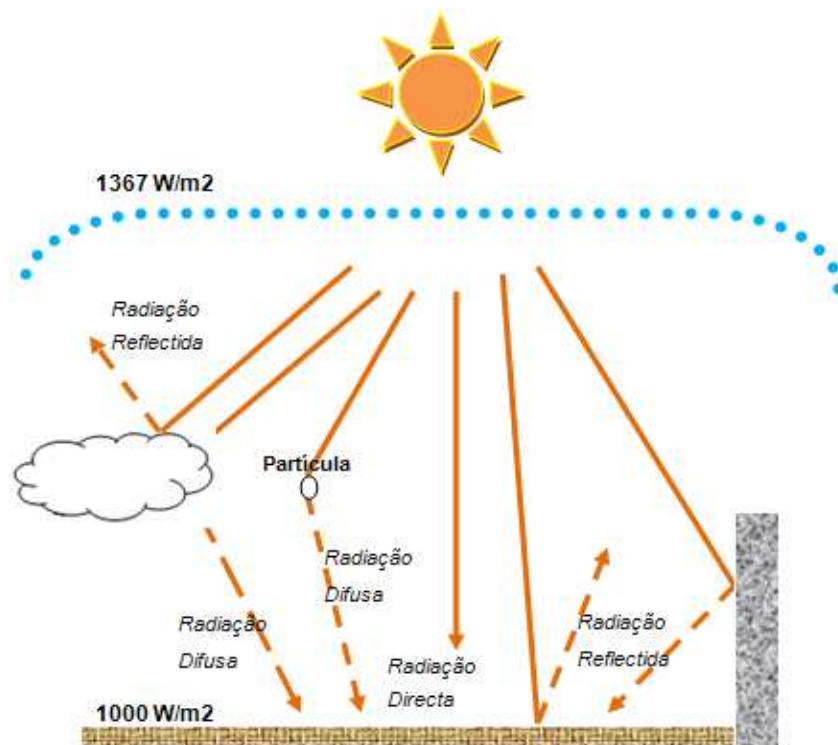


Figura 3.18 - Radiação solar Global e as suas componentes

Devido à grande distância da Terra ao Sol, relativamente ao seu diâmetro, o ângulo de abertura da radiação que nos chega é pequeno, daí os raios solares que chegam à terra poderem ser considerados paralelos, podendo a sua direcção variar ao longo do ano, devido ao movimento de translação da Terra. Também por influência da latitude geográfica, do dia e do ano a energia solar disponível na Terra apresenta grandes variações [21] [22].

O ângulo formado pela direcção dos raios solares (isto é a linha que une a Terra ao Sol) com um plano equatorial é designado por “declinação solar”, e é representado pelo símbolo  $\delta$ . Este varia entre  $-23,45^\circ$ , no solstício de Dezembro, e  $+23,45^\circ$ , no solstício de Junho, sendo nulo nos equinócios de Março e Setembro, conforme é apresentado na figura seguinte.

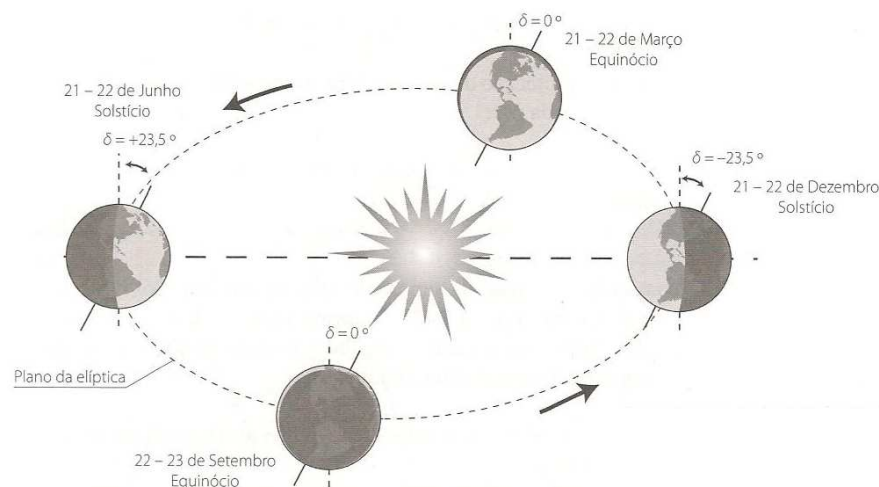


Figura 3.19 - Movimento anual da Terra à volta do Sol [21]

É verificado, portanto uma variação lenta ao longo do ano que pode ser calculado, de forma aproximada, para o  $n$ ésimo dia do ano pela seguinte expressão [21] [22]:

$$\delta = 23,45^\circ \sin \frac{360 (284 + N)}{365} \quad (3.15)$$

onde:

$\delta$  - Declinação solar [°]

$N$  - Número do dia do ano considerado [adimensional]

Mas por outro lado a direcção dos raios solares varia ao longo do dia, devido ao movimento de rotação da terra, conforme indicado na figura seguinte [21].

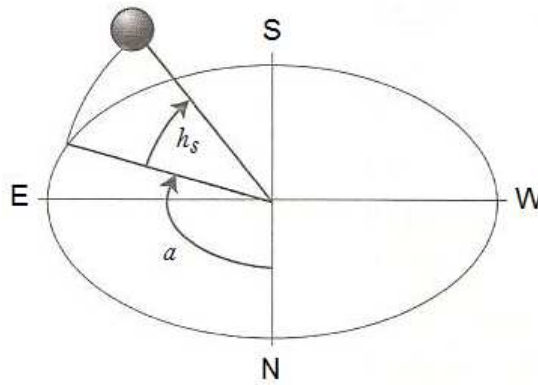


Figura 3.20 - Altura do sol e azimute solar (adaptado de [21])

Sendo a posição do sol, que é definida pela sua altura acima do horizonte e pelo azimute ( $a$ ) em relação ao Norte e dependendo da declinação solar pode então a altura solar ( $h_s$ ) ser calculada pela seguinte expressão [21]:

$$h_s = \sin^{-1}(\cos \lambda \cos \delta \cos w + \sin \lambda \sin \delta) \quad (3.16)$$

em que:

$h_s$  - Altura solar [°]

$\lambda$  - Latitude do local [°]

$\delta$  - Declinação solar [°]

$w$  - Ângulo horário do sol [°], sendo igual a  $15^\circ (H_r - 12)$

$H_r$  - Hora local (h)

Em relação ao azimute solar ( $a$ ), este é calculado pela seguinte expressão [21]:

$$a = \cos^{-1} \frac{\cos \lambda \sin \delta - \cos \delta \sin \lambda \cos w}{\cos h_s} \quad (3.17)$$

onde:

$a$  - Azimute solar [°]

### 3.3.1. Conversão térmica

Um corpo quando exposto à radiação solar recebe um fluxo energético ( $E$ ), que provoca o seu aquecimento. Conjuntamente são produzidas perdas térmicas por radiação, convecção e condução que aumentam com a temperatura desse corpo [22]. Com o passar do tempo as

perdas térmicas ( $E_p$ ), igualam os ganhos debitados pelo fluxo energético incidente, onde se alcança a temperatura de equilíbrio, ( $t_{eq}$ ) [22]. Com isto pode dizer-se que o ponto de equilíbrio é:

$$E = E_p \quad (3.18)$$

em que:

$E$  - Radiação solar global [W]

$E_p$  - Perdas térmicas [W]

A temperatura de equilíbrio para os colectores usualmente utilizados situa-se geralmente entre os 100 °C e os 150 °C para valores de intensidade de radiação solar de 1000 W/m<sup>2</sup>.

Se for possível extrair continuamente uma parte do calor captado no corpo pelo fluxo radiante incidente para o aproveitar como energia utilizável, ter-se-á mudado as condições de equilíbrio anterior, sendo a nova equação de equilíbrio:

$$E = E_p + E_u \quad (3.19)$$

em que:

$E$  - Radiação solar global [W]

$E_p$  - Perdas térmicas [W]

$E_u$  - Energia extraída do corpo [W]

Agora, nem toda a energia incidente se perde, uma parte é aproveitada, logo ( $E_p$ ) é menor.

Num colector solar a energia ( $E_u$ ) é extraída do mesmo através de um fluido de transferência térmica, que passa pelo interior do colector, recolhendo parte do calor produzido e transmitindo para outro lugar para ser utilizado ou acumulado.

### 3.3.2. Colectores solares

O principal componente de um sistema solar térmico é o colector solar, o qual capta a energia solar (radiação directa ou difusa), absorvendo a radiação e transferindo-a seguidamente para um fluido térmico.

Existem diversos tipos de colectores, os quais devem ser escolhidos de acordo com a gama de temperaturas necessárias ao processo em causa, podendo a sua tecnologia diferenciar-se de uns para outros, bem como a sua forma de integração no sistema de aquecimento. As áreas das superfícies colectoras dependem dos consumos de água quente bem como das temperaturas de utilização, sendo tanto maiores quanto maiores forem as

necessidades de energia.

Para aplicações onde as temperaturas de funcionamento são acima de 80 °C os colectores solares planos não devem ser empregados, uma vez que apresentam rendimentos instantâneos inferiores a 40% [23]. Para solicitações desta gama de temperaturas foram desenvolvidos colectores constituídos por diferentes tecnologias, tais como métodos de concentração óptica, que garantem rendimentos mais elevados para estas temperaturas.

Os colectores solares usados para produção de calor para a indústria podem ser do tipo [23]:

- **Estacionários** – São colectores estáticos, pois não usam qualquer mecanismo para acompanhar o movimento aparente do sol. São capazes de produzir calor para temperaturas baixas e médias até aos 150 °C. Neste tipo de colectores enquadram-se os colectores de tubo de vácuo e os concentradores do tipo CPC;
- **Parabólicos** – Possuem um eixo de rotação que serve para acompanhar o movimento aparente do sol, podendo ser utilizado para gerar calor industrial ou para produzirem energia eléctrica em centrais térmicas. Podem atingir temperaturas na ordem dos 300 °C com bons rendimentos.

### 3.3.2.1. Colector solar plano

O colector solar plano mais simples é constituído por uma superfície preta plana que absorve a energia solar captada e por um fluido térmico que circula em contacto com esta superfície, extraindo a energia e utilizando-a para um determinado fim.

Como os colectores com estas características apresentam perdas muito elevadas no absorvedor, há a necessidade de as reduzir. Para tal, o absorvedor é colocado numa caixa com isolamento na parte inferior e uma cobertura transparente de vidro ou plástico na parte superior. Esta solução é designada por colector solar plano com cobertura, ver figura seguinte.

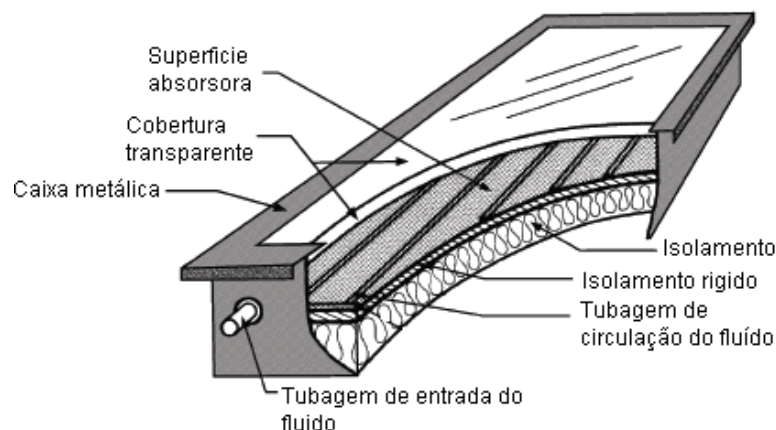


Figura 3.21 - Colector solar plano com cobertura (adaptado de [24])

Basicamente, um colector solar plano é composto por uma caixa isolada, placa absorsora, e a cobertura com características para reduzir as perdas de calor associadas. Na placa absorsora é soldada ou cravada uma serpentina de tubos pelos quais circula o fluido térmico.

Nos pontos seguintes é feita uma breve descrição destes componentes:

- Caixa do colector - O colector está envolvido numa caixa que tem como finalidade proteger os componentes do vento, da chuva, das poeiras e outros elementos prejudiciais a seu bom funcionamento. Esta caixa deve ser estanque à entrada de ar e água e resistente à corrosão. Entre a caixa e a placa absorsora existe uma camada isolante para reduzir as perdas de calor por condução, que pode ser lã de vidro ou de rocha, poliuretano, aglomerado de cortiça, etc. Este isolamento deve possuir características que responda bem a temperaturas mais elevadas (no verão com a instalação parada, podem ser atingidas temperaturas na ordem dos 150°C), e com a sua resistência à humidade a fim de evitar a formação de fungos e bolores [20] [22].
- Absorsores – que podem ser selectivos e não selectivos e estão relacionados com as perdas por radiação. Estas perdas podem ser significativamente reduzidas aplicando revestimentos selectivos no absorsor. Com estes revestimentos é possível ter coeficientes de absorção o mais elevados possível nos comprimentos de onda visível e um coeficiente de emissão o mais reduzido possível nos comprimentos de onda do Infra-vermelho para a gama de temperaturas a que funciona do colector. Aos colectores com estas características designam-se por selectivos, todos os outros que têm apenas uma pintura preta são denominados por não-selectivos [23].
- Cobertura do colector - Esta cobertura transparente de vidro ou plástico que pode ser simples ou dupla, actua como uma barreira convectiva. Como forma de atenuar as perdas por convecção, é aplicada geralmente uma película fina transparente entre a cobertura de vidro e o absorsor. Sendo o teflon o melhor material para esse fim, uma vez que tem uma transmissividade alta e resiste bem termicamente. Existem ainda outras soluções com base na utilização de materiais transparentes isolantes que permitem a construção de colectores planos estacionários com elevados rendimentos [23].

### *3.3.2.2. Colector tubos de vácuo*

Quando a aplicação requer temperaturas mais elevadas, acima dos 80 °C, com bons rendimentos torna-se necessário recorrer a colectores de tubo de vácuo em vidro, com absorsores no seu interior, os quais permitem a anulação das perdas por condução e convecção com a remoção do ar em redor do absorsor [20] [23]. Relativamente às perdas por

radiação, estas não podem ser reduzidas pela criação de vácuo. No entanto, mantém-se baixas, com no caso de colectores planos, pela escolha de bons revestimentos [20].

Um colector de tubo de vácuo é constituído por tubos ligados entre si pelo topo através de um distribuidor ou caixa colectora onde se situa o isolamento e as linhas de alimentação e retorno. Os tipos de colectores de tubos de vácuo existentes são: de escoamento directo e tubo de aquecimento [20].

Esta solução permite melhorar o efeito de estufa, anulando as perdas por convecção e condução. Caso o vácuo seja parcial, o ar será substituído por gases (nobres), contribuindo assim para a redução bastante significativa das perdas, mas não a sua anulação [22].

Os tubos de vácuo poderão ou não ser reforçados com dispositivos que permitem aumentar a radiação (p. ex. concentradores cilíndricos, CPCs, etc) [22].

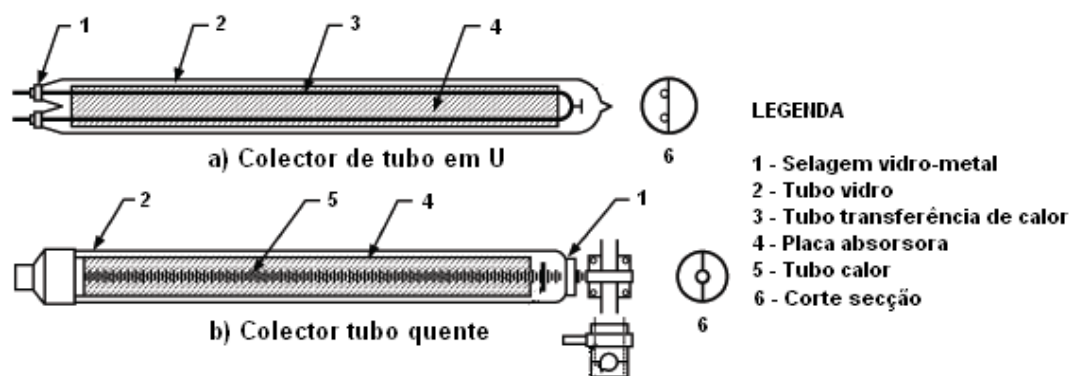


Figura 3.22 - Tipos de tubo para colector de tubo de vácuo (adaptado de [24])

Relativamente ao rendimento óptico, este tipo de colector apresenta valores inferiores (entre 0,6 a 0,8) aos dos colectores planos, devido à forma do tubo, e um bom isolamento térmico diminui o valor global das perdas térmicas  $U_L < 1,5 \text{ W/m}^2\text{K}$  [20].

Um sistema solar constituído por colectores de vácuo apresenta uma eficiência anual média entre os 45 e 50%, o que corresponde a uma produção de energia de 450 a 500kWh/m<sup>2</sup>a para uma irradiação solar anual de 1000 kWh/m<sup>2</sup> [20].

Como vantagens e desvantagens dos colectores de vácuo há a considerar de acordo com [20] [22]:

### Vantagens

- Temperaturas elevadas de funcionamento, o que se torna uma solução para os processos que necessitem de temperaturas elevadas, arrefecimento solar, processos industriais;
- Apresenta baixas perdas térmicas;
- É de construção compacta, sem problemas de humidade, impurezas, etc;



- Grande flexibilidade de integração arquitectónica (fachadas verticais);
- Elevada eficiência, mesmo nas situações em que a temperatura entre o absorvedor e o meio envolvente são elevadas (p. ex. Verão);
- As cargas térmicas são suportadas com mais eficiência que nos colectores planos;
- Alcançam altas temperaturas, o que permite a utilização em sistemas de ar condicionado e produção de vapor;
- Elevada eficiência para baixa radiação (p. ex. Inverno);
- Suporta utilizações de calor com maior eficiência comparativamente com os colectores planos;
- Trabalha com temperaturas elevadas, p. ex. para condicionamento de ar.

#### **Desvantagens**

- Custo mais elevado em relação aos colectores planos;
- Temperaturas elevadas de estagnação (podendo ultrapassar os 300 °C), o que obriga a uma particular atenção relativamente aos materiais e acessórios empregados no circuito primário;
- Elevado investimento inicial, o que dificilmente se justifica para utilização para temperaturas baixas.

#### ***3.3.2.3. Colector Concentrador Parabólico Composto (CPC)***

A principal diferença destes colectores relativamente aos planos convencionais é a geometria da superfície absorvedora. Para os colectores planos existe uma superfície onde se encontram soldados os tubos de circulação do fluido térmico. Enquanto que, nos CPC a área absorvedora é reduzida em comparação com a área de captação [20], tendo em conta que as perdas térmicas são proporcionais à área do absorvedor e não à área de captação [23].

A área absorvedora é constituída por duas alhetas unidas a um tubo do fluido e colocadas sobre uma superfície reflectora, com elevado nível de reflectividade e com um ângulo de abertura que força a radiação solar incidente. Com este método a radiação solar directa e difusa ocorre nos tubos e nas duas faces das alhetas, o que contribui para a redução das perdas térmicas [20] [23]. Na Figura 3.23 é apresentado em corte a constituição de um colector CPC.

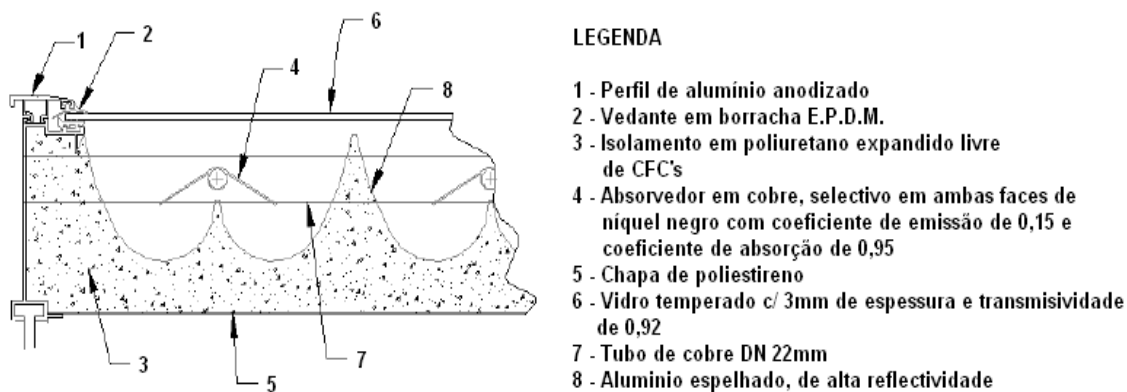


Figura 3.23 - Corte do Colector CPC (Adaptado de [25])

O princípio de funcionamento consiste na concentração da radiação solar, na placa absorvora, mediante duas formas de absorção da radiação. Uma consiste num sistema de absorção que permite absorver os raios solares que incidem na zona superior das alhetas, semelhante aos colectores planos [20], outra verifica-se na parte inferior do absorvador, em que os raios solares ao atingirem a superfície parabólica são reflectidos para as alhetas ou para o tubo, garantindo assim o aumento da temperatura do fluido térmico.

Como neste caso, a área de absorção é menor, constituída apenas pelos tubos e pela superfície das alhetas, as perdas de calor são menores. Como consequência o rendimento térmico dos colectores é melhorado.

O rendimento óptico destes sistemas ronda os 70%, idêntico aos colectores planos, mas relativamente ao coeficiente de perdas ( $F'U_L$ ), é inferior a  $3,5 \text{ W/m}^2\text{K}$  [20], no entanto, em [25] este coeficiente é inferior ou igual a  $4,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Como vantagens e desvantagens deste tipo de colector há a considerar de acordo com [20]:

#### **Vantagens**

- Elevada eficiência, mesmo nas situações em que a temperatura entre o absorvador e o meio envolvente são elevadas (p. ex. Verão);
- Elevada eficiência para baixa radiação (p. ex. Inverno);
- Suporta utilizações de calor com maior eficiência comparativamente com os colectores planos;
- Trabalha com temperaturas elevadas, p. ex. para condicionamento de ar.

#### **Desvantagens**

- Apresenta custos mais elevados relativamente aos colectores planos.

#### 3.3.2.4. Colector parabólico

Este tipo de colector possui características reflectoras, com base em espelhos, alumínio ou outra. Tem uma geometria parabólica onde incidem os raios solares, paralelos ao seu eixo, que serão seguidamente reflectidos e concentrados no elemento receptor instalado no seu foco. Estes reflectores devem estar direccionados para o sol, de forma a que os raios solares fiquem paralelos ao seu eixo com o objectivo de reflectir os raios incidentes num receptor instalado no seu foco. Estes colectores possuem mecanismos de seguimento aparente do sol e podem ter um ou dois eixos de rotação, com se segue [20] [23]:

- Os colectores com apenas um eixo de rotação e foco linear podem rastrear o sol apenas ao nível da sua altura acima do horizonte. São designados por colectores cilindros parabólicos (CCP).
- Quanto aos colectores que incorporam dois eixos de rotação e foco pontual, os raios solares incidentes estão sempre na perpendicular em relação à superfície do colector, uma vez que acompanham o movimento do sol a dois níveis, vertical e horizontal. Normalmente, este tipo de colector é utilizado quando é pretendido temperaturas acima dos 400 °C.

Os CCP são uma tecnologia madura utilizada em centrais termoeléctricas ou para produção de calor industrial, capaz de produzir calor até aos 400 °C [20]. Nestes equipamentos a radiação solar directa é concentrada no absorvedor no foco linear da parábola depois de incidirem nos reflectores em forma parabólica. O absorvedor é constituído por um tubo, pelo qual circula o fluido térmico (água sob pressão ou óleo térmico). O coeficiente de perdas térmicas destes colectores é muito baixo, devido à reduzida área de absorção em comparação com a área de captação, logo ideal para aplicações a temperaturas elevadas. Estes colectores encontram-se limitados quanto à captação da radiação solar difusa, mas isto é compensado, uma vez que dispõem do sistema de seguimento aparente da deslocação do sol, captando sempre a radiação directa.

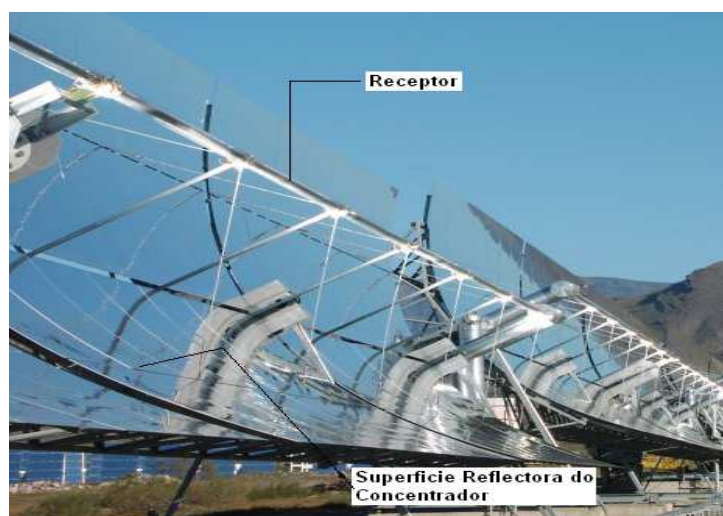


Figura 3.24 - Colector concentrador parabólico (Adaptado de [20])

### 3.3.2.5. *Rendimento de um colector solar*

A energia solar é extraída de um colector através do fluido de transferência térmica, que passa pelo interior do colector, recolhendo parte do calor produzido e transmitindo para outro lugar para ser utilizado ou acumulado. O rendimento do colector solar é a percentagem da energia total incidente que é efectivamente transferida para o fluido de trabalho. Assim analisemos o rendimento dum colector solar; ele é função da temperatura a que se encontra:

$$\eta(T) = \frac{q_{ext}}{A_c I} \quad (3.20)$$

Se:

$$q_{ext} = q_{abs} - q_{perdas}(T) \quad (3.21)$$

onde,

$$q_{abs} = A_c I \tau \alpha \quad (3.22)$$

e,

$$q_{perdas} = A_c U(T)(T - t_{amb}) \quad (3.23)$$

Obtêm-se então:

$$\eta(T) = \frac{A_c I \tau \alpha - A_c U(T)(T - t_{amb})}{A_c I} \quad (3.24)$$

Logo:

$$\eta(T) = \tau \alpha - U_L(T) \frac{(T - t_{amb})}{I} \quad (3.25)$$

Em que:

$q_{ext}$  - Potência extraída [ $W/m^2$ ]

$q_{abs}$  - Potência absorvida [ $W/m^2$ ]

$q_{perdas}$  - Perdas na placa absorssora [ $W/m^2$ ]

$A_c$  - Área útil de captação do colector [ $m^2$ ]

$\eta$  - Rendimento do colector [%]

$I$  - Irradiação global Incidente sobre a superfície do colector por unidade de área [ $W/m^2$ ]

$\tau$  - Transmitância da cobertura transparente [adimensional]

$\alpha$  - Absortância da placa absorssora [adimensional]

$U_L$  - Coeficiente global de perdas térmicas do colector [ $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ ]

$T$  - Temperatura da placa absorssora [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_a$  - Temperatura ambiente exterior [ $^\circ\text{C}$ ]

$F'$  - Factor de Irrigação [adimensional]

Pela Figura 3.25, a ordenada na origem depende apenas das características ópticas de 2 elementos: a transmitância ( $\tau$ ) da cobertura transparente e a absorssividade ( $\alpha$ ) da placa, pelo que se designa por rendimento óptico do vidro e placa ( $\eta_o$ ) e relaciona-se com as suas perdas ópticas; sendo o rendimento que o colector apresenta quando a temperatura ambiente é igual à temperatura do fluido e não existem perdas térmicas. Coincide com a ordenada da origem da curva de rendimento.

Assim surge:

$$\eta_o = \tau\alpha \quad (3.26)$$

Como ( $T$ ) representa a temperatura da placa, não sendo de utilização prática, pelo que é preferível usar a temperatura média do fluido entre a entrada e a saída ( $t_f$ ). Como  $t_f < T$ , seria obtido um rendimento errado por excesso, pelo que é necessário multiplicá-lo por um factor inferior à unidade,  $F'$  (factor de irrigação), sendo este tanto menor quanto maior for a diferença entre ( $T$ ) e ( $t_f$ ), representando assim a facilidade com que o calor se transmite da placa para o fluido. Ficando então, como rendimento de um colector a expressão característica do colector:

$$\eta = F'(\tau\alpha) - F'U_L \frac{(t_f - t_a)}{I} \quad (3.27)$$

Pela expressão apresentada é verificado que as perdas associadas à conversão de energia solar em energia térmica provoca uma progressiva diminuição do rendimento do colector à medida que aumenta a diferença de temperatura entre a placa absorssora e o ambiente, de acordo com a expressão característica do colector.

Para um caudal estabelecido e  $\tau, \alpha$  e  $U_L$  constantes, a equação correspondente a esta curva característica pode assemelhar-se com bastante precisão a uma recta [22]. Caso as temperaturas dos colectores não atinjam valores muito elevados ou se a gama de temperaturas de funcionamento rondar os  $90\text{ }^\circ\text{C}$  a aproximação linear é suficiente:

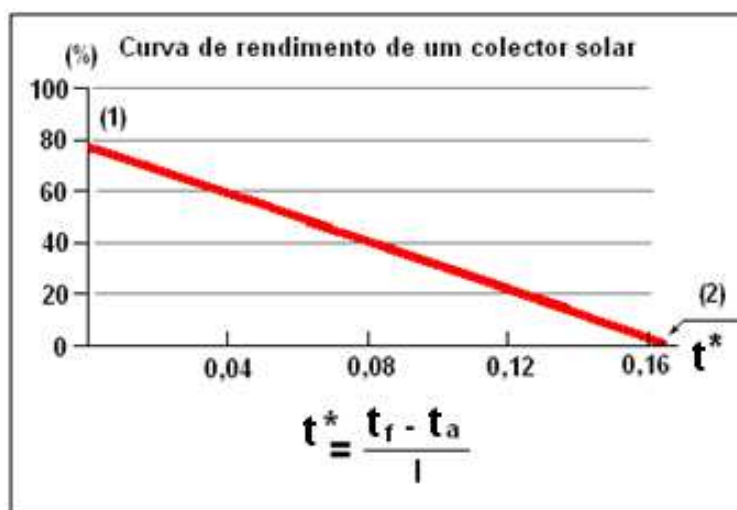


Figura 3.25 - Curva de rendimento de um coletor solar [22]

Na figura anterior pode ser verificado a diminuição do rendimento do coletor à medida que a temperatura média do fluido ( $t_f$ ) sobe. Se  $t^* = 0$  (a temperatura média do fluido é igual à temperatura ambiente  $t_a$ ) o rendimento é designado por rendimento óptico. Quando a temperatura de saída se igualar à temperatura de entrada, o rendimento é nulo e o coletor atinge a temperatura de estagnação (máxima temperatura que o coletor pode atingir para uma temperatura ambiente e radiação determinadas) [22].

Na tabela seguinte serão apresentados alguns rendimentos ópticos e coeficientes de perdas térmicas típicos para os colectores mais comuns no mercado.

Tabela 3.6 - Rendimentos ópticos e coeficientes de perdas térmicas típicos para colectores mais comuns no mercado [22]

Tipo de coletor	Características	
	$F'(\tau\alpha)$	$F' \times U_L$
Não selectivo s/ vidro	0.8 – 0.9	20
Não selectivo	0.7 – 0.8	8 - 9
Selectivo	0.7 – 0.8	3 – 6
C.P.C.	0.7 - 0.75	$4.2/3.7 - (NS/EW)^*$
Tubos de vácuo	0.7 – 0.8	1.8 – 3
* - Orientação Norte-Sul e Este-Oeste		

Como é sabido, a conversão de energia radiante do sol como energia térmica leva associadas perdas de radiação condução e convecção, cujo efeito é a progressiva redução do rendimento à medida que aumenta a diferença de temperatura entre a placa absorssora e o ambiente, conforme preconiza a expressão característica do coletor. A cobertura de vidro, o tratamento selectivo da placa e da evacuação do ar no interior do coletor e consequentemente

a melhoria da sua eficiência contribuem para aumentar o rendimento dos colectores. Na figura seguinte apresentam-se curvas típicas de rendimento instantâneo de colectores, sujeitos à mesma radiação global incidente, em função das técnicas de construção e na redução de perdas associadas [22] [24].

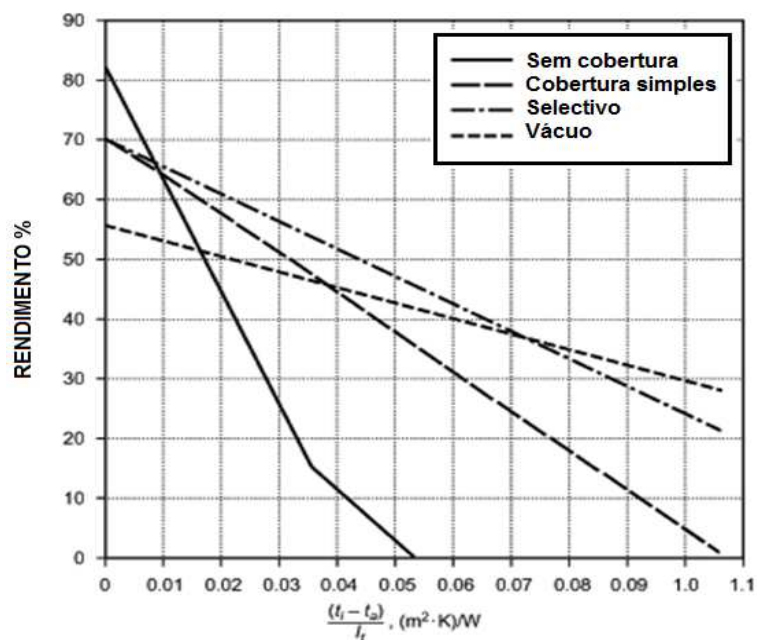


Figura 3.26 - Rendimento típico de diferentes tipos de colector (Adaptado de [24])

Como regra geral, o colector solar deve ser escolhido de acordo com a temperatura de utilização pretendida, de acordo com Tabela 3.7, tendo em conta que o seu rendimento seja superior a 40% [22].

Tabela 3.7 - Escolha de colector de diferente bibliografia de acordo com a gama de temperatura pretendida [23]

Gama de Temperatura [23]	Tipo de colector
< 40 °C	Colectores sem cobertura ou colectores planos comuns de baixo custo
40 – 70 °C	Colectores planos selectivos ou colectores do tipo CPC
70 – 100 °C	Colectores do tipo CPC, colectores de tubos de vácuo ou outros colectores estacionários de rendimento elevado Colectores concentradores para sistemas de média e grande dimensão
> 100 °C	Colectores concentradores, colectores de tubos de vácuo com CPC

### 3.3.3. Fluido térmico

Nos sistemas de aquecimento com recurso a energia solar, o fluido de transferência térmica circula no interior do circuito primário do colector tendo como finalidade a transferência da energia absorvida para o depósito de acumulação ou para o circuito secundário do sistema

[20] [22]. O fluido térmico utilizado pode ser água ou uma mistura de água e anticongelante, líquidos sintéticos ou derivados do petróleo e alguns tipos de óleos sintéticos. A mistura de água com anti-congelante e inibidores de corrosão são as soluções mais usadas para proteger os colectores do perigo de congelação, quando os sistemas são indirectos. O uso da água nos sistemas solares térmicos deve-se ao facto de este fluido possuir boas características de transferência de calor. Na tabela seguinte apresentam-se os pontos de ebulição associados à água em função da pressão [22]:

Tabela 3.8 – Temperatura de ebulição da água em função da pressão [22]

Pressão (bar)	1,013	1,5	2	3	4	5	6
Temp. de ebulição (°C)	100	111,4	120,2	133,5	143,6	151,8	158,8

### 3.3.3.1. Tipos de sistemas hidráulicos dos sistemas solares térmicos

Os sistemas solares de aquecimento de água possuem um circuito hidráulico que garante a circulação do fluido térmico e a transferência de energia térmica entre a área de captação e o depósito de acumulação. As configurações disponíveis para o circuito hidráulico são do tipo directo e indirecto.

Nos sistemas directos de aquecimento, o fluido térmico que circula nos colectores solares é a água de consumo. Enquanto que, nos circuitos indirectos o fluido térmico movimenta-se num circuito fechado e a permuta térmica dá-se para o circuito de consumo (secundário) através de um permutador de calor no interior ou exterior ao depósito de acumulação, como ilustrado na Figura 3.27.

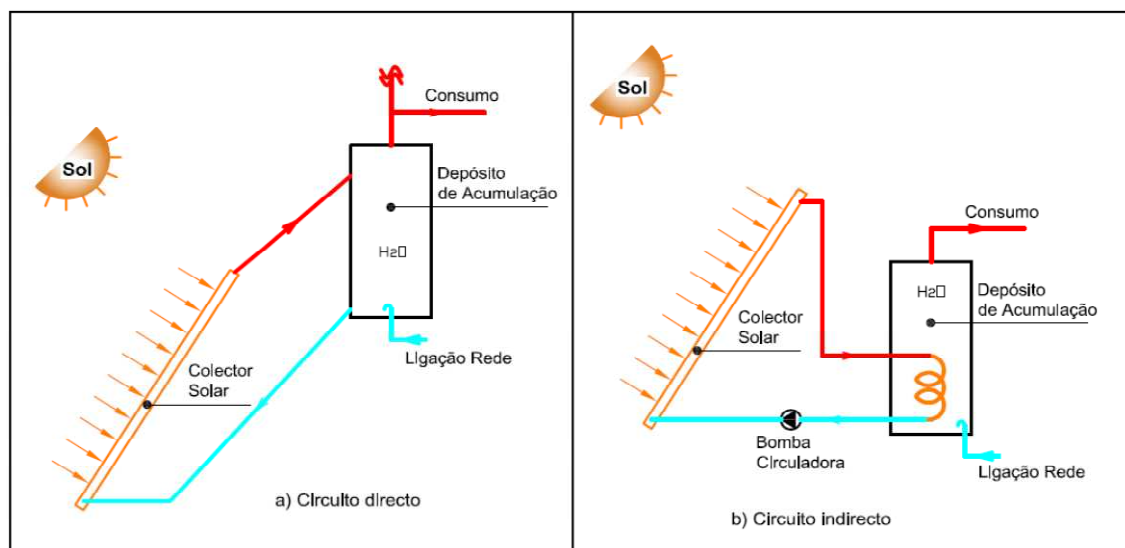


Figura 3.27 - Tipos de sistemas hidráulicos dos Sistemas Solares: a) Circuito directo e b) Circuito indirecto (Adaptado de [22])



As vantagens e desvantagens destes dois tipos de sistemas são apresentadas na tabela seguinte:

Tabela 3.9 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solares para circuito directo e indirecto [22]

Circuito directo	Circuito Indirecto
<b><i>Vantagem</i></b>	<b><i>Vantagem</i></b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Eficácia permuta térmica = 1</li> <li>Maior simplicidade e menor custo inicial</li> <li>Não utiliza anti-congelante</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Prevenção de congelamento</li> <li>Pressão nos colectores menor que na rede</li> <li>Flexibilidade na escolha de materiais</li> <li>São menos sujeitos a corrosão devido à ausência de ar no circuito</li> </ul>
<b><i>Desvantagem</i></b>	<b><i>Desvantagem</i></b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>Pressão no colector igual à da rede</li> <li>Condições propícias para surgimento de corrosão e incrustações</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Eficácia de permuta térmica &lt; 1</li> <li>Maior custo inicial</li> </ul>

### 3.3.4. Tipos de circulação do fluido térmico

A escolha do tipo de sistema a aplicar numa instalação de aquecimento depende da carga energética necessária, bem como de outras questões de índole técnica (p. ex. ser possível a colocação do depósito acumulador na parte superior da bateria de colector) e económica [22]. Sendo as questões económicas as que mais são tidas em conta na escolha de um sistema, uma vez que a intenção central de uma instalação solar é conseguir economizar energia.

Os sistemas solares captam a energia solar e transferem-na para o fluido térmico de duas formas: Termossifão (circulação natural) e Circulação forçada (com recurso a uma bomba circuladora). Estes sistemas podem ser ainda do tipo directo e indirecto [22].

Estes princípios são também válidos no caso do nosso sistema em que se pretende produzir gelo.

#### 3.3.4.1. Termossifão (Circulação natural)

Os sistemas de termossifão são definidos pela circulação natural do fluido térmico através da variação de densidade do fluido ocasionada pela variação da temperatura, isto é, o fluido térmico com a temperatura mais elevada tem uma densidade menor, logo sobe do colector para o depósito, enquanto que o fluido térmico com a temperatura mais baixa desce e entra no colector [22].

Os elementos base que constituem este tipo de sistemas são: colector solar, depósito acumulador e dispositivos de segurança, como é ilustrado na Figura 3.28.

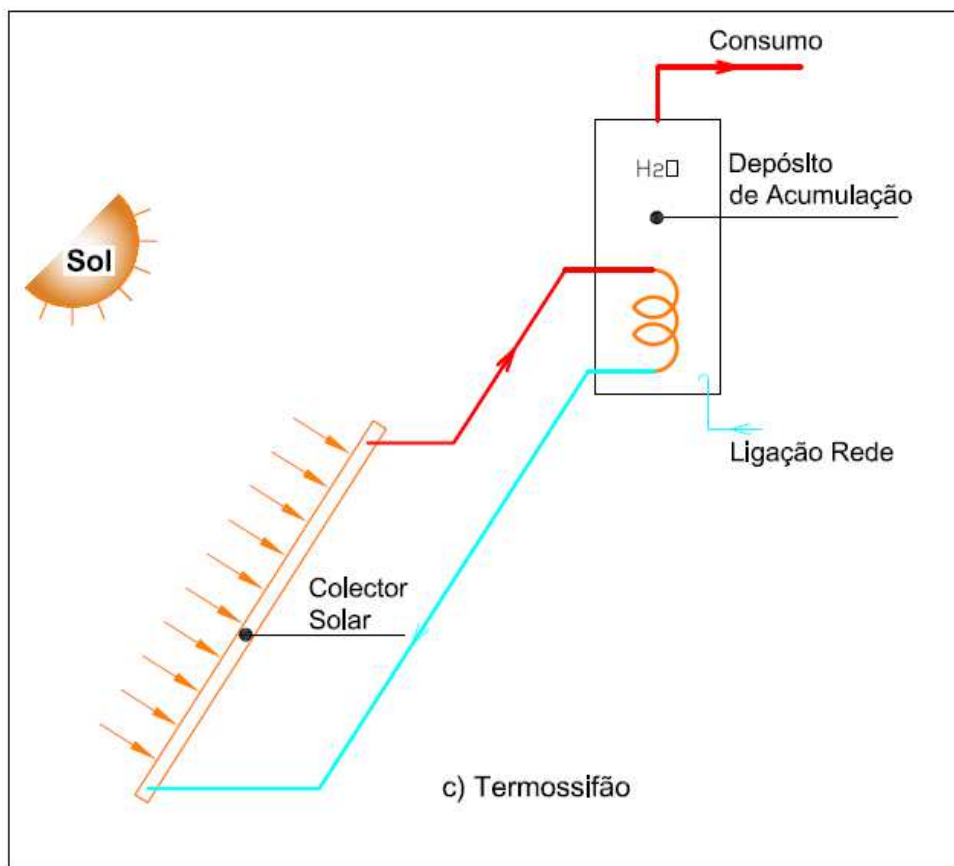


Figura 3.28 - Sistema solar do tipo Termossifão (Adaptado de [22])

Na Tabela 3.10 apresentam-se as vantagens e desvantagens deste tipo de sistemas:

Tabela 3.10 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solar do tipo Termossifão [22]

Vantagem	Desvantagem
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Caudal regulado pela Irradiação solar</li> <li>• Circulação auto regulada</li> <li>• Sem consumos eléctricos associados</li> <li>• São simples e de baixo custo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevada sensibilidade às perdas de carga</li> <li>• Dificuldades em fazer a circulação em sistema de alguma dimensão</li> <li>• O depósito tem sempre que se situar acima da bateria de colectores</li> <li>• Não permitem a regulação da temperatura do depósito</li> </ul>

### 3.3.4.2. Circulação forçada

Estes sistemas são caracterizados pela impulsão mecânica (com recurso a uma bomba circuladora) controlada por um dispositivo de controlo. O princípio de funcionamento consiste no movimento do fluido térmico accionado pela bomba circuladora controlada por um dispositivo de controlo. Este ao detectar condições para troca de energia entre os colectores e o depósito de acumulação acciona a bomba de circulação para que o fluido térmico circule e efectue a transferência de calor para o depósito de acumulação.

Os elementos base que constituem este tipo de sistemas são: colector solar, depósito acumulador, bomba circuladora, regulador solar e dispositivos de segurança, como é mostrado na Figura 3.29.

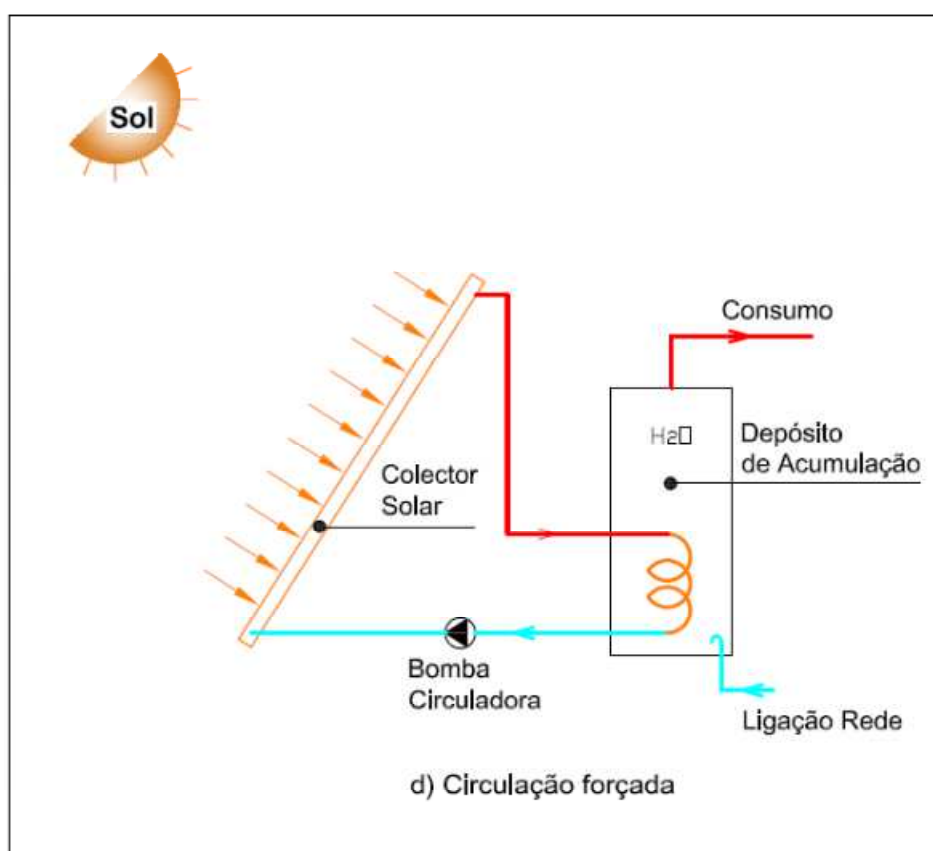


Figura 3.29 - Sistema solar do tipo Circulação forçada (Adaptado de [22])

Na Tabela 3.11 apresentam-se as vantagens e desvantagens deste tipo de sistemas:

Tabela 3.11 - Vantagens e desvantagens dos sistemas solar do tipo Circulação forçada [22]

Vantagem	Desvantagem
<ul style="list-style-type: none"><li>• Flexibilidade de instalação em médias e grandes instalações</li><li>• Possibilidade de incorporar sistema controlo</li><li>• Permite a colocação do depósito em qualquer local</li><li>• Permitem a regulação da temperatura do sistema através da acção da bomba circuladora</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Consumos eléctricos associados</li><li>• Risco de fiabilidade</li><li>• Custo mais elevado e maior complexidade</li></ul>

### 3.3.5. Acessórios dos colectores solares

#### 3.3.5.1. Tubagens

As tubagens usadas no circuito primário, uma vez que o fluido utilizado é a água, são normalmente de cobre, aço inox, aço galvanizado, aço preto e compostos metalo/plásticos [20] [22].

O cobre é o material mais utilizado em instalações de todo o tipo, pela facilidade em soldar, pela resistência à corrosão, maleabilidade, dúctil e pela ampla gama de acessórios. O cobre tem a capacidade de, uma vez em contacto com a água, desenvolver uma fina película de óxido que o protege. É um material, também, menos propício a incrustações e apresentar uma perda de carga menor comparando com aço de igual diâmetro [22].

O aço inox tem vindo a ser muito utilizado, nomeadamente em canalizações exteriores. Apresenta boa resistência à corrosão, facilidade em trabalhar, oferece uma gama completa para montagem rápida (bicone) e tem uma perda de carga em linha reduzida, para iguais diâmetros, no que resulta menores diâmetros. Não é aconselhado que sejam efectuadas curvas por dobragem [22].

O aço galvanizado, pouco utilizado nos dias de hoje, não deve ser aplicado nos circuitos primários, pelo motivo de que a protecção de zinco deteriora-se para temperaturas acima de 65 °C [22].

O aço negro não pode ser aplicado na condução de AQS, por sofrer oxidações que prejudicam a sua potabilidade [22]. É mais difícil de trabalhar que o cobre e tem maior espessura de parede, logo maiores custos de material isolante. É necessário revestir estas

tubagens com material anti-corrosivo.

Os compostos metal/ plásticos possuem características semelhantes às do cobre. O problema nestes materiais está na escolha de qual a aplicar, uma vez que a variedade, existente no mercado, é muito grande e não estão especificados os limites de aplicação.

### ***3.3.5.2. Válvulas de segurança***

Estes dispositivos são instalados em todos os circuitos sujeitos a pressões e a variações de temperaturas. São imprescindíveis para proteger os componentes da instalação e actuar com limitador da pressão no circuito.

A pressão sob a qual a válvula actua, permitindo a saída de fluido, deve ser inferior à pressão que suporta o elemento mais sensível da instalação, que normalmente é o vaso de expansão ou o próprio colector.

### ***3.3.5.3. Purgadores***

São dispositivos que têm por finalidade deixar escapar os gases das tubagens do sistema, geralmente ar. A ausência de ar no sistema é de extrema importância para não impedir a circulação dos fluidos. Em todos os pontos mais elevados da instalação deve ser contemplado um purgador, pelo facto de estes locais serem favoráveis a acumulação de bolhas de ar.

### ***3.3.5.4. Válvulas anti-retorno***

Estas válvulas são utilizadas quando se pretende que a passagem do fluido se dê apenas num único sentido, impedindo a circulação no sentido contrário. Poderão ser do tipo de mola ou borboleta. As válvulas de retenção mais adequadas para aplicação em circuitos primários são as do tipo borboleta. Nos sistemas termossifão são muito utilizadas para evitar a circulação inversa.

### ***3.3.5.5. Válvulas de passagem***

São aplicadas nos circuitos por forma a impedir total ou parcialmente a passagem do fluido pelas tubagens, permitindo regular caudais ou isolar componentes.

### ***3.3.5.6. Permutadores para sistemas solares térmicos***

Este dispositivo é colocado numa instalação solar quando é requerido dois circuitos independentes.

Hoje em dia o circuito fechado com permutador está generalizado, mesmo sendo economicamente menos vantajoso e representar uma penalização térmica. O rendimento é o parâmetro que melhor caracteriza este tipo de dispositivo [26]. Os tipos de permutadores mais utilizados nos sistemas solares são os de serpentina, de camisa e de placas.

### 3.3.5.7. Isolamento

Em tecnologia solar é importante o isolamento da tubagem e dos respectivos acessórios por onde circula o fluido quente. O isolamento térmico a aplicar deve ter uma eficiência elevada. Para tubagens de cobre até 18 x 1mm deve ser aplicado isolamento com uma espessura no mínimo de 30 mm, para diâmetros superiores, a espessura será no mínimo de 40 mm. O material de isolamento usado deve ter uma condutividade térmica de  $\kappa = 0,035 \text{ W/mK}$  [20].

O isolamento não deve possuir interrupções. Portanto, é importante o bom isolamento dos acessórios, válvulas, ligações ao tanque de armazenamento, bujões, flanges e outros [20]. Nos circuitos solares deve usar-se material isolante que suporte temperaturas elevadas (150 – 170°C). As condutas instaladas no exterior devem ser resistentes aos raios Ultra-Violetas (UV), protegidos contra as acções do clima e à corrosão. Geralmente é usada, como protecção, uma manga metálica (p.ex. alumínio) [20] [22]. Na figura seguinte é apresentado tipos de isolamentos para aplicação em temperaturas elevadas.

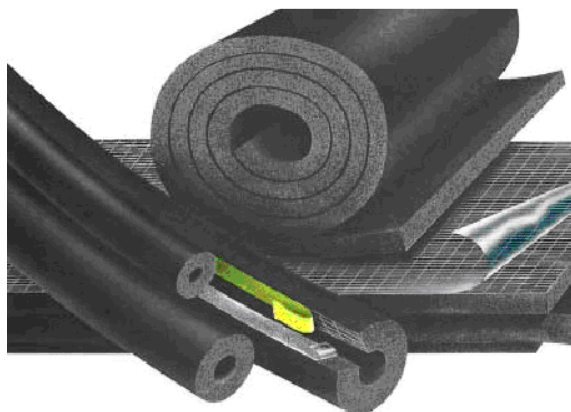


Figura 3.30 - Isolamento térmico utilizado em temperaturas elevadas [20]

### 3.3.6. Sistema térmico adaptado para produção de gelo

Para o sistema em estudo para produção de gelo, o sistema solar de aquecimento do fluido térmico (água) será uma combinação dos sistemas do tipo termossifão e indirecto. O sistema do tipo termossifão é utilizado pelo facto de se pretender um sistema de baixo custo sem qualquer dependência de energia eléctrica. Quanto ao sistema do tipo indirecto, esta escolha é devida ao facto do material do colector solar não resistir às agressões corrosivas produzidas

pelo amoníaco, sendo necessária a separação dos fluidos. Assim, o sistema solar do circuito primário aquece a água, a qual ao passar por uma serpentina em aço carbono que se encontra no interior do depósito de acumulação (gerador) transfere a energia térmica para o fluido do circuito secundário do sistema de refrigeração.

### 3.4. Pressupostos de Dimensionamento

#### 3.4.1. Dimensionamento de tubagem

O dimensionamento de tubagens é determinado em função do caudal de água a assegurar nos colectores solares, do seu desenvolvimento, da pressão mínima no sistema e do tipo de material das tubagens.

As tubagens dos sistemas solares permitem a circulação do fluido em toda a instalação. O seu diâmetro mínimo deve ser calculado por forma a que as perdas de carga não atinjam valores superiores ao razoável e assim obrigue à adopção de bomba de circulação de potências superiores.

Assim a secção da tubagem é condicionada por uma velocidade máxima de circulação dos fluidos. Nas tubagens exteriores não deve ser superior a 1,5 m/s e de 2,0 m/s nas tubagens no interior das paredes nomeadamente devido ao ruído [22]. O ISQ [26] refere que a velocidade máxima recomendada é de 1,3 m/s a 1,5 m/s no máximo no circuito primário. Também é dito que para sistemas do tipo termosifão a velocidade média de circulação do fluido é de  $5 \times 10^{-2}$  m/s. Quanto a perdas de carga, é recomendado que por cada metro linear não deve exceder os 40mm c.a..

Usando-se a formulação preconizada no manual de projectistas de sistemas de energia solar térmica do ISQ [26] pode-se obter o diâmetro de tubagem adequado para o sistema solares térmicos [26]:

#### ➤ **Caudal mássico de fluido térmico**

$$\dot{m}_f = \left( \frac{10 F' U_L}{C_p} \right) \quad (3.28)$$

onde:

$\dot{m}_f$  - Caudal mássico do fluido térmico [kg/s m<sup>2</sup><sub>col</sub>]

$F' U_L$  - Coeficiente de perdas [W/m<sup>2</sup> °C]

$C_p$  - Calor específico do fluido [J/kg °C]

➤ **Caudal mássico total do fluido térmico**

$$\dot{m}_{tf} = \dot{m}_f \times A_c \quad (3.29)$$

$\dot{m}_{tf}$  - Caudal mássico total do fluido térmico [kg/s]

$\dot{m}_f$  - Caudal mássico do fluido térmico [kg/s m<sup>2</sup><sub>col</sub>]

$A_c$  - Área de colector [m<sup>2</sup>]

➤ **Caudal volúmico do fluido térmico**

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{tf}}{\rho} \quad (3.30)$$

onde:

$\dot{V}$  - Caudal volúmico do fluido térmico [m<sup>3</sup>/s]

$\dot{m}_{tf}$  - Caudal mássico do fluido térmico [kg/s m<sup>2</sup><sub>col</sub>]

$\rho$  - Densidade do fluido [kg/m<sup>3</sup>]

➤ **Diâmetro interno mínimo**

Sabendo o caudal, obtido conforme as necessidades da instalação, deve ser determinado o diâmetro mínimo da tubagem, sem que as perdas de carga ultrapassem os limites referenciados, de forma a não obrigar a utilização de bombas circuladoras de potências superiores, quando aplicável.

Como cálculo para o diâmetro mínimo da tubagem admite-se o uso da seguinte expressão, de acordo com formulação preconizada no manual de projectistas de sistemas de energia solar térmica do ISQ [26]:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \dot{V}}{\pi v}} \quad (3.31)$$

onde:

$d_i$  - Diâmetro interior da tubagem [m]

$\dot{V}$  - Caudal volúmico do fluido térmico [m<sup>3</sup>/s]



$v$  - Velocidade do líquido ao passar pela secção de passagem [m/s]

➤ **Capacidade interna**

O cálculo da **capacidade interna** da tubagem do circuito primário é dado pela expressão seguinte [26]:

$$Cap = \pi \left( \frac{d_i^2}{4} \right) L \times 1000 \quad (3.32)$$

onde:

$Cap$  - Capacidade interna da tubagem [l/m]

$d_i$  - Diâmetro interior da tubagem [m]

$L$  - Comprimento da tubagem [m]

### 3.4.2. Perdas de carga contínuas das tubagens

Um líquido ao circular no interior de uma tubagem a sua pressão diminui linearmente ao longo do mesmo, devido às características do fluido térmico e das paredes da tubagem.

Após a determinação do caudal volúmico e do diâmetro da tubagem existem condições para efectuar o cálculo das perdas de carga lineares nos percursos do sistema, usando-se a formulação preconizada no manual de projectistas de sistemas de energia solar térmica do ISQ [26]:

$$\Delta H = k_{PC} \dot{C}^{1,06} D_i^{-3,12} \quad (3.33)$$

onde:

$\Delta H$  - Perda de carga produzida [m/m]

$k_{PC}$  - Constante que vale 0,45 para tubagens metálicas e 0,6 para tubagens plásticas [adimensional]

$\dot{C}$  - Caudal [m<sup>3</sup>/h]

$d_i$  - Diâmetro interno da tubagem [m]

### 3.4.3. Perdas de carga localizadas

Um líquido ao circular no interior de uma tubagem verifica-se uma diminuição linear na sua pressão ao longo do mesmo. Ocorre uma perda de carga que depende, entre outros factores, do fluido térmico, do comprimento da tubagem e da velocidade do líquido. Se a corrente perde a sua uniformidade pelo surgimento de obstáculos, como válvulas, curvas, etc, dão-se perdas de carga locais. Estas, para todas as situações, são função directa do quadrado da velocidade e são determinadas pela expressão geral da formulação preconizada no manual de projectistas de sistemas de energia solar térmica do ISQ [26]:

$$\Delta H = K_{OB} \left( \frac{d_R v^2}{2g} \right) \quad (3.34)$$

onde:

$\Delta H$  - Perda de carga produzida [m/m]

$K_{OB}$  - Coeficiente de que depende o tipo de obstáculo [adimensional]

$d_R$  - Densidade relativa do líquido em relação à água [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  - Velocidade de escoamento do fluido [m/s]

$g$  - Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

Assim às perdas de carga de percurso deverão ser adicionadas as perdas de carga referentes a cada uma das singularidades existentes. No entanto, pode dispensar-se os cálculos anteriormente anunciados reduzindo os obstáculos a comprimento equivalente de tubagem [26]. Esse comprimento equivalente corresponderá ao aumento de 20% às perdas de carga de percurso a que corresponde de certa forma à incidência de perdas de pressão ocasionadas pelas singularidades encontradas nas tubagens.

### 3.4.4. Dimensionamento permutadores para aplicação solar

No dimensionamento dos permutadores para aplicação solar pode ser aplicada uma metodologia simples, cujos resultados têm mostrado uma boa exactidão. Deve ser considerado uma superfície de permuta ( $S_p$ ) compreendida entre 1/4 e 1/3 da superfície útil dos colectores [26]. Para calcular a área de transferência utiliza-se a seguinte expressão referenciada na formulação preconizada no manual de projectistas de sistemas de energia solar térmica do ISQ [26]:

$$S_p = 2\pi r L \quad (3.35)$$

em que:

$S_p$  - Superfície de permuta [ $m^2$ ]

$r$  - Raio interno da tubagem [m]

$L$  - Comprimento da tubagem [m]

### 3.4.5. Algumas considerações para cálculo da espessura dos isolamentos térmicos em paredes

A quantidade de calor que atravessa uma parede (em regime estacionário) é expressa pelas seguintes expressões [27] [28]:

$$\dot{Q}_{FP} = A U \Delta t \quad (3.36)$$

onde:

$\dot{Q}_{FP}$  - Potencia térmica que atravessa uma parede [W]

$A$  - Área da parede [ $m^2$ ]

$U$  - Coeficiente global de transmissão de calor [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$\Delta t$  - Diferença entre a temperatura exterior e interior [ $^\circ C$ ]

O coeficiente global de transmissão de calor é dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (3.37)$$

onde:

$h_e$  - Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção exterior [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$h_i$  - Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção interior [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$e$  - Espessura dos diferentes materiais constituintes da parede [m]

$k$  - Condutividade térmica [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]

Para determinar a espessura do isolante deverá ser definido um determinado fluxo de perdas de calor e será desprezado os coeficientes superficiais de transferência de calor por convecção, considerando que a parede apenas seja constituída pelo material isolante [28]. Podendo substituir a expressão 3.36 por:

$$\dot{Q}_{FP} = \phi \times A \quad (3.38)$$

em que:

$\dot{Q}_{FP}$  - Potencia térmica que atravessa uma parede [W]

$\phi$  - Fluxo que atravessa uma parede por  $m^2$  [W/m<sup>2</sup>]

$A$  - Área da parede [m<sup>2</sup>]

Com estas simplificações é possível a obtenção de uma expressão simplificada para o cálculo de espessuras dos isolamentos, em que:

$$U = \frac{k}{e} \quad (3.39)$$

e usando a expressão (3.36), obtêm-se:

$$U = \frac{\dot{Q}_{FP}}{A \times \Delta t} \quad (3.40)$$

de onde resulta:

$$e = A \times \frac{k}{\dot{Q}_{FP}} \times \Delta t \quad (3.41)$$

ou

$$e = \frac{k}{U} \quad (3.42)$$

sendo ( $e$ ) a espessura do material isolante resultante do fluxo de calor que atravessa a parede.

Podem existir dois tipos de espaços refrigerados, aqueles que funcionam em regime permanente, como por exemplo das câmaras de conservação de congelados, onde é normal ser usado espessuras de isolante superiores, e aqueles que, funcionando em regimes variáveis, com acontece com os túneis de congelação, poderão apresentar diferentes características (a temperatura sobe, após cada ciclo de trabalho, até à temperatura ambiente) [28].

Os fluxos de calor ( $\phi$ ) máximos aconselhados para o cálculo das espessuras dos isolamentos são [28]:

a) Câmara de conservação de produtos refrigerados e túneis de congelados

- funcionando em regime variável (por ciclos): 9 kcal/m<sup>2</sup> h ( $\cong$  10,5 W/m<sup>2</sup>);
- b) Câmara para conservação de produtos congelados: 7 kcal/m<sup>2</sup> h ( $\cong$  8 W/m<sup>2</sup>);
- c) Instalações de congelação funcionando em regime permanente (em contínuo): 6 kcal/m<sup>2</sup> h ( $\cong$  7 W/m<sup>2</sup>).

### 3.4.6. Cálculo da carga térmica

Quando um produto é colocado num espaço de armazenamento, a uma temperatura superior à encontrada no espaço, o produto transferirá calor para o espaço até a sua temperatura se igualar à desse local.

Para calcular a potência a retirar ao produto na refrigeração e na congelação são utilizadas as seguintes expressões [29]:

Para a refrigeração (é removido o calor sensível):

$$\dot{Q}_{arref.} = \dot{m} \cdot c_{pa} (t_i - t_{final}) \quad (3.43)$$

onde:

$\dot{Q}_{arref.}$  - Potência de arrefecimento [W]

$\dot{m}$  - Caudal mássico [kg/s]

$c_{pa}$  - Calor específico antes da congelação [kJ/kg K]

$t_i$  - Temperatura inicial [K]

$t_{final}$  - Temperatura final [K]

Para a congelação (é removido o calor sensível e latente):

$$\dot{Q}_{cong.} = \dot{m} \{ c_{pa} (t_i - t_c) + h_{sf} + c_{pd} (t_c - t_{final}) \} \quad (3.44)$$

em que:

$\dot{Q}_{cong.}$  - Potência de congelação [W]

$\dot{m}$  - Caudal mássico [kg/s]

$h_{sf}$  - Calor latente de solidificação/ liquefacção [kJ/kg]

$t_i$  - Temperatura inicial [K]

$t_c$  - Temperatura de congelação [K]

$t_{final}$  - Temperatura final [K]

$c_{pa}$  - Calor específico antes da congelação [kJ/kg K]

$c_{pd}$  - Calor específico depois da congelação [kJ/kg K]

### 3.4.7. Cálculo da potência solar térmica

Como já referido anteriormente o ciclo do sistema de refrigeração por absorção pode ser analisado em termos da sua eficiência energética através do coeficiente de performance (COP), uma grandeza adimensional. Este é geralmente usado para avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e a potência térmica solar fornecida ao gerador, sendo definido pela seguinte expressão:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cong}}{\dot{Q}_{Solar}} \quad (3.45)$$

em que:

$COP$ - Coeficiente de performance [adimensional]

$\dot{Q}_{cong}$  - Potência de congelação [W]

$\dot{Q}_{Solar}$  - Potencia solar [W]

Admitindo um valor para o COP referente a sistema térmicos por absorção e conhecendo o valor da potência de congelação pode ser obtida a potência solar necessária ao ciclo de refrigeração por absorção, pela expressão seguinte:

$$\dot{Q}_{Solar} = \frac{\dot{Q}_{cong}}{COP} \quad (3.46)$$

### 3.4.8. Cálculo das necessidades energéticas mensais

Seguidamente são calculadas as necessidades energéticas mensais ( $E_{n,m}$ ) pelo produto da potência solar necessária ao ciclo de refrigeração e pelos dias correspondentes ao mês em causa, de acordo com a seguinte expressão [26]:

$$E_{n.m} = \dot{Q}_{Solar} \times n_h \times dias\text{mês} \quad (3.47)$$

em que:

$E_{n.m}$  - Necessidades energéticas mensais [MJ]

$\dot{Q}_{Solar}$  - Potência solar [MJ]

$n_h$  - Número de horas de funcionamento [s]

### 3.4.9. Cálculo da superfície solar colectora

Após serem obtidas as necessidades energéticas para cada mês do ano, que podem ser representadas por meio de tabelas ou graficamente pode ser construído o diagrama de consumo. O ideal seria este diagrama corresponder, ao longo do ano, o mais possível com o diagrama de incidência solar.

Assim, para cada mês do ano pode ser obtida a relação energia solar disponível/consumo, que umas vezes é maior que a unidade e outras vezes é menor, consoante os meses do ano, daí ter que ajustar a área colectora [26].

### 3.4.10. Escolha da inclinação óptima

Como inclinação adequada para os colectores solares térmicos planos estacionários deve ser escolhido um ângulo fixo para todo o ano. Muitas vezes ainda que para determinada altura do ano não se maximize a captação solar, produz-se uma melhor distribuição da mesma ao longo do ano. Em geral, deve-se favorecer a captação no inverno em detrimento dos meses de verão, já que no verão é comum haver energia captada em excesso.

O critério adoptado para dimensionar a superfície colectora consiste em que a energia solar captada no período de actividade satisfaça as necessidades requeridas [26].

Assim, as inclinações óptimas a dar aos colectores solares térmicos para aquecimento de diversos sistemas são as indicadas na Tabela 3.12, conforme a época do ano e seu uso [22]:

Tabela 3.12 - Inclinações usadas para colectores consoante o tipo de utilização

UTILIZAÇÃO (POR ESTAÇÃO)	INCLINAÇÃO OPTIMA DO COLECTOR
Todo o ano (AQS)	Latitude do lugar -5 °
Inverno (Aquecimento)	Latitude do lugar +15 °
Verão (Piscinas descobertas/ hotéis de temporada)	Latitude do lugar -15 °

Considerando que os sistemas de refrigeração por absorção funcionarão durante os 12 meses do ano para “produção de frio”, pela tabela acima admite-se que a inclinação adequada dos colectores solares térmicos planos estacionários será a correspondente a todo o ano (Latitude do lugar -5 °).

A expressão que determina a inclinação óptima é:

$$I_{\text{óptima}} = Lat. + (\hat{ang}_{\text{utiliz}}) \quad (3.48)$$

em que:

$I_{\text{óptima}}$  - Inclinação óptima do colector de acordo com a sua utilização [°]

$Lat.$  - Latitude do lugar [°]

$\hat{ang}_{\text{utiliz}}$  - Ângulo de utilização [°]

### 3.4.11. Cálculo da energia aproveitável

A energia aproveitável ou energia total teórica ( $E_{ap}$ ) que incide sobre cada m<sup>2</sup> da superfície inclinada dos colectores num dia médio de cada mês é obtida conforme indicado nos pontos seguintes [26]:

- i. É obtida a irradiação horizontal média para cada mês, através de tabelas (Tabela 5, Anexo I) de dados climáticos, correspondentes à latitude considerada,

$$H - \text{Irradiação global horizontal média para cada mês [MJ/m}^2] \quad (3.49)$$

- ii. Depois de obtido o valor ( $H$ ) são admitidos os seguintes coeficientes de correcção,  $Coef_{\text{Correcção}}$  :

- Considerar 1,05 - caso a localização do sistema solar térmico seja uma zona de montanha com atmosfera limpa;
- Considerar 0,95 - caso a localização seja em zonas poluídas, ou grandes cidades;
- Estimar um valor de correcção caso exista projecção de sombras sobre os colectores.

- iii. Resultando do produto destes dois componentes a irradiação horizontal média para cada mês corrigida, ( $H_{\text{Corrigida}}$ ), a qual tem a seguinte expressão:

$$H_{\text{Corrigida}} = H \cdot Coef_{\text{Correcção}} \quad (3.50)$$

onde:

$H_{\text{Corrigida}}$  - Irradiação horizontal média para cada mês corrigida [MJ/m<sup>2</sup>]



$H$  - Irradiação horizontal média para cada mês [MJ/m<sup>2</sup>]

$Coef_{Correcção}$  - Coeficiente correcção [Adimensional]

- iv. Conhecido o valor da irradiação horizontal média para cada mês, o qual pode coincidir com o valor das tabelas ou apresentar um valor diferente pelos motivos de correcção apresentados anteriormente há que encontrar o seguinte factor:

$$f \text{ - Factor de inclinação [Adimensional]} \quad (3.51)$$

O factor de inclinação ( $f$ ) é obtido através de tabelas de latitude/inclinação para os diferentes meses do ano, do tipo (Tabela 6, Anexo I):

- v. Com estas duas variáveis ( $H_{Corrigida}$ ) e ( $f$ ) é possível determinar a energia aproveitável ou energia total teórica ( $E_{ap}$ ) que eventualmente pode incidir num dia médio do mês considerado em cada m<sup>2</sup> de superfície colectora. Mais, conforme descrito anteriormente o funcionamento dos sistemas térmicos solares ocorre por circulação de um fluido que entra em movimento pela acção da temperatura ou por acção de uma bomba circuladora, a qual só deve entrar em funcionamento se existir energia para aproveitar. Assim sendo, o movimento do fluido não é verificado apenas nas primeiras horas da manhã e as últimas da tarde porque a incidência de irradiação solar não é suficiente para aquecer os colectores. Empiricamente é demonstrado que a energia desperdiçada durante estes períodos de menor incidência solar (menor altura solar) é cerca de 6% da energia total diária ( $E_{ap}$ ), com pouca variação durante as épocas do ano [26]. Assim, para a correcta obtenção da energia aproveitável ( $E_{ap}$ ) esta deve ser multiplicada por **0,94**.

$$E_{ap} = H_{Corrigida} \times f \times 0,94 \quad (3.52)$$

onde:

$E_{ap}$  - Energia aproveitável ou energia total teórica incidente por m<sup>2</sup> [MJ/m<sup>2</sup>]

$f$  - Factor de inclinação [Adimensional]

Ainda há que ter em conta aspectos estéticos ou arquitectónicos, em que havendo a necessidade de desvios da direcção Sul de um ângulo ( $\beta$ ) entre  $20^\circ < \beta < 70^\circ$ , será ainda necessário multiplicar ( $E_{ap}$ ) por  $1,14 - 0,0085\beta$ , em que ( $\beta$ ) é expresso em graus [26].

### 3.4.12. Cálculo da intensidade útil

A irradiação que incide sobre a superfície dos colectores solares irá ter uma variação consoante as horas do dia. Assim, para efeitos de cálculo, pode ser utilizado uma intensidade

média, a qual será a razão entre a energia média útil ( $E_{ap}$ ) incidente ao longo do dia e o tempo que o sol está sobre o horizonte, retirando as horas de início e fim do dia em que o sol apresenta uma altura reduzida, a qual não garante irradiação suficiente sobre os colectores para colocar o fluido em circulação [26].

Na tabela seguinte é apresentado o numero de horas de sol ( $n_{hs}$ ), as quais determinadas empiricamente.

Tabela 3.13 - Número de horas de sol (determinadas empiricamente) [26]

Latitude	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
De +25° a + 45° (Hem. Norte)	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5

A expressão que permite o cálculo da intensidade é a seguinte:

$$I = E_{ap} / n_{hs} \quad (3.53)$$

sendo:

$I$  - Irradiação global Incidente sobre a superfície do colector por unidade de área [ $W/m^2$ ]

$E_{ap}$  - Energia aproveitável ou energia total teórica incidente por  $m^2$  [ $MJ/m^2$ ]

$n_{hs}$  - Número de horas de sol [s]

### 3.4.13. Cálculo do rendimento do colector

O cálculo do rendimento teórico do colector ( $\eta_t$ ) será realizado a partir expressão característica do colector, sendo o rendimento óptico e coeficiente de perdas do colector fornecidos pelo fabricante do equipamento:

$$\eta_t = F'(\tau \cdot \alpha) - F' U_L \times \frac{(t_f - t_a)}{I} \quad (3.54)$$

onde:

$\eta_t$  - Rendimento teórico do colector [%]

$I$  - Irradiância incidente sobre a superfície do colector por unidade de área [ $W/m^2$ ]

$\tau$  - Transmitância da cobertura transparente [adimensional]

$\alpha$  - Absortância da placa absorsora [adimensional]

$U_L$  - Coeficiente global de perdas térmicas do colector [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$t_f$  - Temperatura da placa absorssora [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_a$  - Temperatura ambiente exterior [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$F'$  - Factor de Irrigação [adimensional]

ou

$F'(\tau.\alpha)$  - Rendimento óptico [adimensional]

$F'U_L$  - Coeficiente de perdas [ $\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ]

Nesta expressão devem ser consideradas as seguintes correcções [26]:

- Sendo o rendimento teórico calculado supondo que os raios incidem perpendicularmente ao colector, facto que na realidade não ocorre, pois estes formam ao longo do dia um ângulo variável, logo ( $\alpha$ ) diminui através do factor experimental ( $f_{exp}$ ) igual a 0,97 (ou 0,95 em colectores de cobertura dupla).
- O efeito da sujidade e envelhecimento da cobertura transparente, no caso de existir, faz com que ( $\tau$ ) também diminua por um factor de sujidade ( $f_{suj}$ ) igual a 0,97.

Logo para se obter a expressão do rendimento real de um colector com cobertura será necessário multiplicar o produto  $F'(\tau.\alpha)$  pelos factores correspondentes indicados nos pontos anteriores.

$$\eta_r = [F'(\tau.\alpha)f_{exp}f_{suj}] - F'U_L \times \frac{(t_f - t_a)}{I} \quad (3.55)$$

em que:

$\eta_r$  - Rendimento real do colector [%]

$f_{exp}$  - Factor de experimental [adimensional]

$f_{suj}$  - Factor de sujidade [adimensional]

Geralmente os factores  $F'(\tau.\alpha)$  e  $F'U_L$ , que significam o rendimento óptico e o coeficiente de perdas, respectivamente, são fornecidos pelo fabricante do colector, bastando apenas introduzir os dados referentes à intensidade útil e à temperatura ambiente.

### 3.4.14. Perdas de calor nos elementos do sistema

Factores que levam a que muitas vezes a energia diária fornecida pelo colector não coincida com a disponibilidade para os resultados pretendidos são devido às perdas que inevitavelmente se verificam nos componentes do sistema, logo ser de extrema importância o estudo quanto ao isolamento a aplicar a estes dispositivos.

À falta de dados, ou não se justifique o cálculo específico das perdas de calor é recomendado estimar umas perdas globais ao sistema ( $P_g$ ) correspondentes a **10%** [26].

### 3.4.15. Cálculo da energia útil

Na posse dos resultados da energia incidente ( $E_{ap}$ ), do rendimento real do colector ( $\eta_r$ ) e das perdas de calor globais do sistema, pode ser calculada a energia diária captada por cada  $m^2$  ( $E_{Col,d}$ ) através da expressão:

$$E_{Col,d} = E_{ap} \eta_r P_g \quad (3.56)$$

onde:

$E_{Col,d}$  - Energia captada durante o dia por  $m^2$  de colector [ $MJ/m^2$ ]

$E_{ap}$  - Energia aproveitável ou energia total teórica incidente por  $m^2$  [ $MJ/m^2$ ]

$\eta_r$  - Rendimento real do colector [%]

$P_g$  - Percentagem correspondente a perdas globais do sistema [%]

Como é pretendido a energia mensal captada por cada  $m^2$  efectua-se o produto da ( $E_{Col,m}$ ) pelos dias correspondentes ao mês em causa através da expressão:

$$E_{Col,m} = E_{Col,d} \times \text{diasmês} \quad (3.57)$$

em que:

$E_{Col,m}$  - Energia captada durante o mês por  $m^2$  de colector [ $MJ/m^2$ ]

### 3.4.16. Cálculo da área da superfície colectora

Para o cálculo da área de superfície colectora teórica  $A_{sc}$ , efectua-se o quociente das necessidades energéticas mensais ( $E_{n,m}$ ) pela energia captada durante o mês por  $m^2$  de colector ( $E_{Col,m}$ ) conforme a seguinte equação:

$$A_{sc} = \frac{E_{n,m}}{E_{Col,m}} \quad (3.58)$$

onde:

$A_{sc}$  - Área de superfície colectora teórica [m<sup>2</sup>]

$E_{n,m}$  - Necessidades energéticas mensais [MJ]

$E_{Col,m}$  - Energia captada durante o mês por m<sup>2</sup> de colectador [MJ/m<sup>2</sup>]

### 3.4.17. Cálculo do número teórico de colectores

Sabendo a área de superfície colectora teórica (  $A_{sc}$  ) necessária para satisfazer as necessidades energéticas mensais, selecciona-se o colectador que melhores características apresente para a utilização em causa, nomeadamente as temperaturas que é capaz de atingir e que estão relacionadas com o rendimento térmico e o coeficiente de perdas. Quanto menores forem as perdas maiores serão as temperaturas atingidas.

Assim, sabendo a área útil de captação do colectador (  $A_c$  ), calcula-se o número teórico de colectores (  $N_{ct}$  ) para cada mês, pela expressão seguinte:

$$N_{ct} = \frac{A_{sc}}{A_c} \quad (3.59)$$

onde:

$N_{ct}$  - Número teórico de colectores necessários [adimensional]

$A_{sc}$  - Área de superfície colectora teórica [m<sup>2</sup>]

$A_c$  - Área útil de captação do colectador [m<sup>2</sup>]

O número real de colectores (  $N_{cr}$  ) a aplicar no sistema, deve ser tido em conta o número de colectores referentes aos meses com menos irradiação solar. No entanto, deverá ser feito o estudo de forma a atribuir uma quantidade que respeite o factor custo benefício.

### 3.4.18. Cálculo da energia efectiva captada por mês

Depois de definido o número real de colectores a aplicar ao sistema solar, calcula-se agora a energia efectiva captada por mês (  $E_{Cole}$  ), pelo produto da energia captada por mês por m<sup>2</sup> de colectador (  $E_{Col,m}$  ), área do colectador (  $A_c$  ) e pelo número real de colectores aplicados ao sistema (  $N_{cr}$  ) pela seguinte expressão:

$$E_{Cole} = E_{Col,m} A_c N_{cr} \quad (3.60)$$

em que:

$E_{Cole}$  - Energia efectiva captada por mês [MJ/m<sup>2</sup>]

$E_{Col,m}$  - Energia captada durante o mês por m<sup>2</sup> de colector [MJ/m<sup>2</sup>]

$A_c$  - Área útil de captação do colector [m<sup>2</sup>]

$N_{cr}$  - Número real de colectores [adimensional]

### 3.4.19. Dimensionamento do condensador

Para efectuar o dimensionamento da serpentina deste dispositivo aplicou-se o preconizado em [21]:

A potência dissipada no condensador é obtida pela expressão seguinte:

$$\dot{Q}_{Cd} = A_p U \Delta t \quad (3.61)$$

e

$$A_p = 2\pi r L \quad (3.62)$$

onde:

$\dot{Q}_{Cd}$  - Potência térmica rejeitada pelo condensador para o meio ambiente [W]

$A_p$  - Área de permuta de calor [m<sup>2</sup>]

$U$  - Coeficiente global de transmissão de calor [W/m<sup>2</sup> °C]

$\Delta t$  - Diferença entre a temperatura exterior e interior [°C]

$r$  - Raio da tubagem [m]

$L$  - Comprimento da tubagem [m]

Para a determinação do coeficiente global de transmissão de calor é usada a seguinte expressão [21]:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i L_n \left( \frac{r_e}{r_i} \right)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_e} \frac{1}{h_e}} \quad (3.63)$$

onde:

$U_i$  - Coeficiente global de transmissão de calor [W/m<sup>2</sup> °C]

$h_e$  - Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção exterior [W/m<sup>2</sup> °C]

$h_i$  - Coeficiente superficial de transferência de calor por convecção interior [W/m<sup>2</sup> °C]

$e$  - Espessura dos diferentes materiais constituintes da parede [m]

$k$  - Condutividade térmica dos diferentes materiais constituintes da parede [W/m °C]

$A_i$  - Área interior da tubagem [m<sup>2</sup>]

$A_e$  - Área exterior da tubagem [m<sup>2</sup>]

$r_i$  - Raio interior da tubagem [m]

$r_e$  - Raio exterior da tubagem [m]

$L$  - Comprimento da tubagem [m]

Será necessário encontrar os valores de coeficiente de convecção ( $h_i$ ) e ( $h_e$ ). Para o cálculo de ( $h_e$ ), que se trata do fluido de arrefecimento exterior usa-se a formulação para convecção natural [21]:

$$h_e = \frac{k}{D} N_u \quad (3.64)$$

em que:

$D$  - Diâmetro exterior da tubagem [m]

$N_u$  - Número de Nusselt [adimensional]

A expressão para calcular o número de Nusselt usado em convecção natural para cilindros horizontais é [21]:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.65)$$

em que:

$Ra_D$  - Número de Rayleigh [adimensional]

$Pr$  - Número de Prandtl [adimensional]

O número de Rayleigh é obtido pela expressão seguinte [21]:

$$Ra_D = \left( \frac{g \beta_v \rho^2 C_p}{\mu k} \right) D^3 \Delta T \quad (3.66)$$

onde:

$g$  - Aceleração gravítica [ $m/s^2$ ]

$\beta_v$  - Coeficiente de expansão de volume [adimensional]

$\rho$  - Densidade do fluido [ $kg/m^3$ ]

$C_p$  - Calor específico do fluido [ $J/kg \text{ } ^\circ C$ ]

$\mu$  - Viscosidade dinâmica [ $kg/ms$ ]

$k$  - Condutividade térmica [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]

$D$  - Diâmetro exterior da tubagem [ $m$ ]

Será agora apresentada a expressão que permite calcular o coeficiente de convecção ( $h_{interno}$ ) para condensação no interior dos tubos horizontais [21]:

$$h_{interno} = 0.555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s)} \left( h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \right) \right]^{1/4} \quad (3.67)$$

em que:

$g$  - Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]

$\rho_l$  - Densidade do fluido na fase líquida [ $kg/m^3$ ]

$\rho_v$  - Densidade do fluido na fase vapor [ $kg/m^3$ ]

$k_l$  - Condutividade térmica do fluido na fase líquida [ $W/m \text{ } ^\circ C$ ]

$\mu_l$  - Viscosidade dinâmica do líquido [ $kg/ms$ ]

$C_{pl}$  - Calor específico do fluido na fase líquida [ $J/kg \text{ } ^\circ C$ ]

$h_{fg}$  - Entalpia de vaporização [ $kJ/kg$ ]

$T_{sat}$  - Temperatura de saturação do fluido [ $^\circ C$ ]

$T_s$  - Temperatura da superfície do tubo em contacto com o fluido [ $^\circ C$ ]



# Capítulo 4 – Concepção e Dimensionamento do Sistema de produção de Gelo

## 4.1. Sistema de produção de gelo

Neste capítulo é desenvolvida a concepção e feito o dimensionamento do Sistema de Produção de Gelo de que é objectivo o presente estudo. Trata-se do desenvolvimento de uma pequena máquina de produção de gelo de ciclo de absorção em regime intermitente, cujo fluido de trabalho é água-amoníaco ( $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$ ). A fonte de calor utilizada para aquecer o fluido de trabalho que se encontra no gerador advém da energia solar incidente sobre um ou vários colectores solares.

O funcionamento do sistema é de regime intermitente, uma vez que durante o dia solar dá-se a geração e durante a noite a refrigeração. Aqui não será usado qualquer outro tipo de energia a não ser a solar.

Refira-se que o tipo de sistema aqui estudado, apesar de ser encontrado aplicado em algumas (poucas) instalações conforme descrito no capítulo II “Revisão Bibliográfica”, funciona com base em conhecimentos bastante empíricos, pelo que houve alguma dificuldade em encontrar bibliografia com sustentação teórica disponível referente ao ciclo de refrigeração por absorção de ciclo intermitente. Procurou-se assim, neste dimensionamento adaptar e aplicar os fundamentos teóricos conhecidos referentes ao ciclo de refrigeração por absorção de ciclo contínuo ao ciclo intermitente em estudo.

Para o sistema em estudo, ciclo de refrigeração por absorção de ciclo intermitente com sistema de colectores solares térmicos, os principais componentes necessários ao seu funcionamento são os apresentados na Figura 4.1. Verifica-se que o sistema em estudo é constituído por dois subsistemas, o solar e o de refrigeração por absorção.

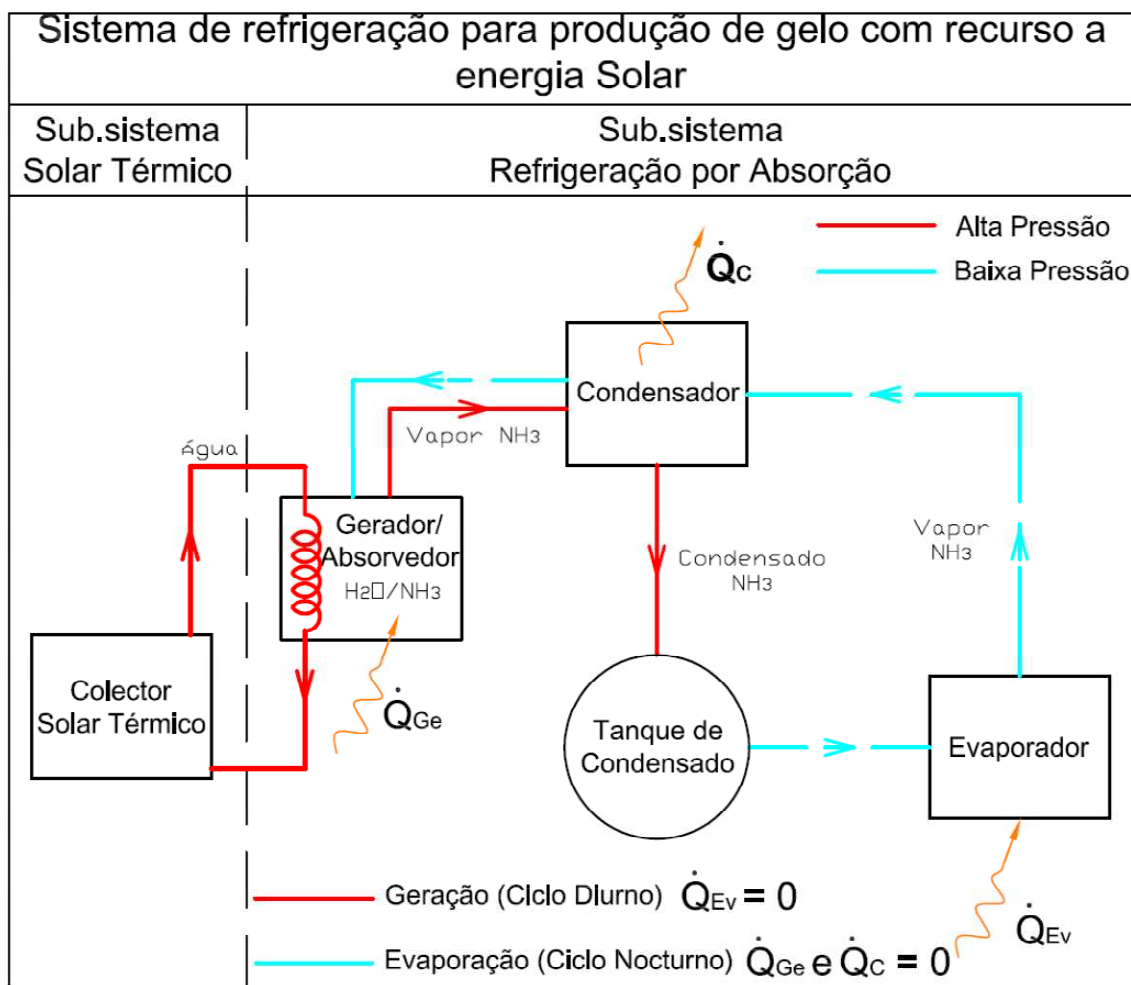


Figura 4.1 - Diagrama do sistema e subsistemas de refrigeração para produção de gelo com recurso a energia solar

Seguidamente será efectuada uma descrição dos diferentes componentes que constituem o sistema:

**Colector solar térmico** – Responsável pela captação da radiação solar que irá fornecer calor ao sub-sistema de refrigeração. Os colectores utilizados no estudo são do tipo CPC da marca “Ao Sol” ou Tubo de vácuo da marca “Boltherm” ou equivalente. As suas características encontram-se no Anexo III.

**Tubagens do subsistema solar térmico** – São as tubagens, onde no seu interior circula a água a temperaturas elevadas que irá transferir calor para o interior do gerador/ absorvedor. Estas tubagens serão em aço carbono.

**Gerador/ Absorvedor** – É neste equipamento onde se encontra a mistura binária, água-amoníaco. Funciona como Gerador ao ser aquecido pelo sistema solar térmico na fase diurna promovendo a separação do amoníaco da mistura. A sua função como Absorvedor verifica-se na fase nocturna, quando deixa de haver energia solar e a sua temperatura e pressão diminuem, permitindo a absorção do vapor de amoníaco que chega do evaporador. O material

utilizado na sua construção deve ser em aço ou outro material com características que garanta a resistência à acção corrosiva do amoníaco e à pressão a que vai estar sujeito. No seu interior existe uma serpentina em tubo de ferro carbono que promove a transferência de calor do fluido térmico do sistema solar para a mistura binária do gerador/ absorvedor.

**Condensador** – Tem como função condensar o vapor de amoníaco que chega do Gerador/ Absorvedor, o fluido de arrefecimento usado no condensador é a água.

**Tanque de Condensado** – Componente destinado ao armazenamento do amoníaco saturado. O material utilizado na sua construção deve ser de características idênticas às do gerador/ absorvedor.

**Caixa térmica e Evaporador** – A caixa térmica, em aço, é revestida pelo exterior por uma camada de material isolante em poliuretano. Nas paredes da caixa é soldado um tubo em ferro preto que forma as espiras do evaporador, tendo como função absorver o calor aí existente aquando da evaporação do amoníaco e assim produzir gelo.

**Dispositivo de laminagem** – Este dispositivo, localizado a montante do evaporador, é uma válvula que será usada para efectuar a queda de pressão do amoníaco provocando a sua expansão.

**Rectificador** – Como a substancia absorvedora é a água, deverá haver o cuidado para que esta não evapore com o refrigerante. A água que possa circular para o evaporador é nociva ao bom funcionamento do sistema, pelos seguintes motivos: reduz o coeficiente de convecção no interior dos tubos, logo diminuindo o coeficiente global de transmissão térmica. Mas a causa mais preocupante, quando o sistema opera a temperaturas abaixo de 0 °C, é a formação de gelo com a presença da água, obstruindo a passagem do fluido refrigerante, podendo em casos mais extremos danificar partes do sistema. Por este motivo, o vapor de amoníaco que sai do gerador deve ter o teor de água o mais reduzido possível. Como uma das soluções para este problema, é a colocação de um elemento rectificador a jusante do gerador, o qual torna o amoníaco mais puro.

**Tubagens do subsistema de refrigeração** – Estas tubagens, por onde circula o vapor de amoníaco, serão em ferro carbono de diâmetro nominal igual a 1/4".

#### *4.1.1. Funcionamento do sistema de produção de gelo*

Com já referido, este sistema é intermitente, querendo isto dizer que durante o dia solar dá-se a Geração e durante a noite a Refrigeração, com a respectiva formação de gelo.

##### *4.1.1.1. Geração – Ciclo Diurno*

Neste ciclo, Figura 4.2, a mistura forte água-amoníaco com uma concentração de 0,45 de amoníaco, localizada no gerador/ absorvedor, ao ser aquecida pelo fornecimento de calor do sistema solar térmico faz com que a temperatura e pressão aumentem até atingirem o ponto de saturação da mistura à pressão de condensação ( $P_C$ ) (etapa 1-2), controlado pela válvula regulável de pressão. Seguidamente, a temperatura continua a aumentar, iniciando-se a separação/ evaporação do amoníaco da solução até atingir uma concentração de 0,25 (etapa 2-3). Ainda nesta etapa, o vapor de amoníaco que sai do gerador passa pelo rectificador e pela válvula anti-retorno. O rectificador permite garantir maior pureza ao vapor de amoníaco. Seguidamente o vapor de amoníaco encaminhado para o condensador, onde ao dissipar calor para um meio menos quente (água) condensa, sendo depois armazenado no tanque de condensado, até se dar início à fase de Refrigeração, não havendo passagem do amoníaco ao evaporador pelo facto das válvulas a montante e jusante do mesmo serem do tipo anti-retorno e logo não o permitirem neste sentido.

##### *4.1.1.2. Refrigeração – Ciclo Nocturno*

O ciclo nocturno, Figura 4.3, ocorre quando a temperatura e pressão do gerador/ absorvedor diminui até à pressão do evaporador ( $P_e$ ) (etapa 3-4). A partir deste daqui pode então ser iniciado este ciclo, abrindo a válvula regulável de laminagem a montante do evaporador, permitindo assim que o amoníaco, em fase líquida e armazenado no tanque de condensado, entre no evaporador à pressão ( $P_e$ ) e arrefeça a caixa térmica removendo o calor ali existente e retorne ao gerador/ absorvedor (etapa 4-1) onde se mistura com a solução devido à sua elevada afinidade com a água. Neste sentido, também existem as válvulas anti-retorno que controlam a passagem do amoníaco.

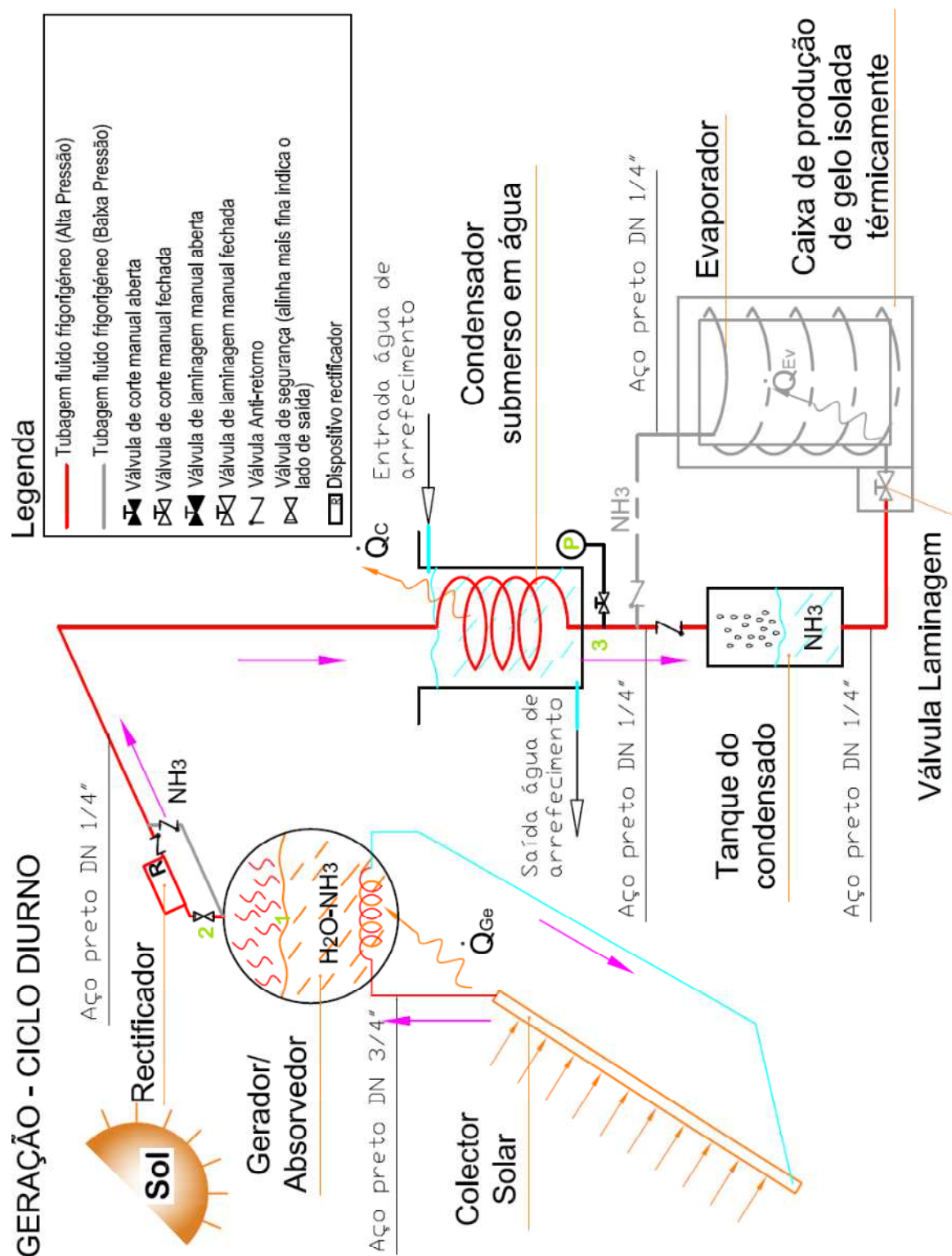


Figura 4.2 - Esquema da fase de Geração do sistema - ciclo diurno



104

#### 4.1.2. Cálculos termodinâmicos do sistema

O sistema em estudo permite retirar calor de uma caixa térmica com uma potência frigorífica de acordo com as necessidades propostas, com o objectivo de produzir gelo em barra. Como dados climáticos de referência para este estudo foram escolhidos os respeitantes ao mês de Julho da cidade de Beja, pelo facto de ser uma das zonas do país que apresenta os valores mensais mais elevados de Irradiação horizontal média dia, de temperatura ambiente e de temperatura de água na rede. Será considerado que o sistema funciona durante todo o ano. Podendo assim, estas condições serem consideradas como as mais desfavoráveis para países de África, os quais apresentam maiores níveis de irradiação.

Seguidamente é apresentado o estudo do sistema para o mês do ano correspondente a Julho. Para os restantes meses do ano os cálculos são apresentados em tabela Excel.

Neste dimensionamento utilizou-se a formulação apresentada no capítulo 3.

##### 4.1.2.1. Cálculo da potência frigorífica

O pretendido com este sistema de refrigeração é a produção de gelo. Para tal considerou-se como valores a ter em conta, para o cálculo da potência frigorífica, os indicados a seguir:

- A quantidade de água a congelar = 12,50 kg - esta quantidade de água a congelar teve como referencia a menor porção usada em sistemas de fabrico de gelo, cujas cuvetes apresentam capacidades *standard* de 12,5, 20 ou 25kg (fábrica de gelo em barra BI-3500-2CA da empresa FRIDOURO);
- A temperatura inicial da água ( $t_i$ ) será a correspondente ao mês de Julho = 20,20 °C (tabela 5 do Anexo I);
- A temperatura de congelação da água ( $t_c$ ) será de = 0 °C;
- A temperatura final da água (gelo) ( $t_f$ ) considerada será de = -20 °C;
- Calor latente de solidificação/ liquefacção será = 334 kJ/kg (tabela 1 do Anexo I);
- Calor específico da água antes da congelação = 4,183 kJ/kg K (tabela 1 do Anexo I);
- Calor específico da água depois da congelação = 1,943 kJ/kg K (tabela 1 do Anexo I);

Procede-se agora a um estudo da potência frigorífica necessária para que os 12,50 kg de água mudem de fase e se transforme em gelo. Assim apresenta-se o estudo, na tabela seguinte, para diversos períodos de tempo de funcionamento do evaporador, tendo como resultado a potência frigorífica necessária para esse mesmo período.

A potência frigorífica de congelação é obtida utilizando a expressão 3.34

Tabela 4.1 – Determinação da potência frigorífica para diferentes períodos de funcionamento

Período de funcionamento		C. M.	Qcong	
[horas]	[segundos]	[kg/s]	[kW]	[W]
1	3600	0,0035	0,401	<b>401,28</b>
3	10800	0,0012	0,206	<b>205,68</b>
6	21600	0,0006	0,157	<b>156,79</b>
9	32400	0,0004	0,140	<b>140,49</b>
12	43200	0,0003	0,132	<b>132,34</b>

O período de funcionamento, para congelação da água, considerado para o estudo, é as 12 h (43200s), uma vez que apresenta uma potência de congelação menor e admite-se ser possível funcionar as referidas horas.

O caudal mássico da quantidade de água (12,5 kg) a congelar em 12 horas é obtido pela seguinte expressão:

$$\dot{m} = \frac{12,50 \text{ kg}}{43200 \text{ s}} = 2,89 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Obtêm-se agora a potência frigorífica de congelação (coluna 3) utilizando a expressão 3.34:

$$\dot{Q}_{cong.} = 2,89 \times 10^{-4} [ 4,183 (20,2 - 0) + 334 + 1,943 (0 + 20) ] = 1,323 \times 10^{-1} \text{ kW} = 132,34 \text{ W}$$

#### 4.1.2.2. Cálculo da potência solar

Passa-se agora ao cálculo da Potência solar necessária ao sistema de refrigeração, pela expressão 3.45, considerando um COP igual a 0,5 (coluna 4). Este valor de COP foi admitido, pelo facto de ser um próximo do apresentado na literatura [4] para sistemas de refrigeração por absorção de ciclo contínuo.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cong.}}{\dot{Q}_{Solar}} \Leftrightarrow \dot{Q}_{Solar} = \frac{\dot{Q}_{cong.}}{COP} = \frac{132,34}{0,5} = 264,68 \text{ W}$$

Como se pretende conhecer as necessidades energéticas mensais em MJ (coluna 7), aplica-se a expressão 3.47:

$$E_{n,m} = 264,68 \text{ W} \times 3600 \text{ s} \times 12 \text{ h} \times 31 \text{ dias} = 354,45 \text{ MJ}$$

Na Tabela 4.2 encontram-se representados os valores das necessidades energéticas mensais em MJ referentes aos restantes meses do ano.



Tabela 4.2 - Cálculo da potência solar e das necessidades energéticas mensais em MJ

	1	2	3	4	5	6	7
Meses	Dias por mês	Temp. da água da Rede (°C)	Qcong (W)	COP	Potência Solar Necessária (w)	Necessidades Energéticas diária - En.d (MJ)	Necessidades Energéticas Mensal - En.m (MJ)
JANEIRO	31	12,20	122,65	0,50	245,31	10,60	328,52
FEVEREIRO	28	13,80	124,59		249,18	10,76	301,41
MARÇO	31	14,20	125,07		250,15	10,81	335,00
ABRIL	30	15,20	126,29		252,57	10,91	327,33
MAIO	31	17,70	129,31		258,62	11,17	346,35
JUNHO	30	18,70	130,52		261,04	11,28	338,31
JULHO	31	20,20	132,34		264,67	11,43	354,45
AGOSTO	31	20,10	132,22		264,43	11,42	354,13
SETEMBRO	30	19,10	131,01		262,01	11,32	339,57
OUTUBRO	31	17,10	128,58		257,17	11,11	344,40
NOVEMBRO	30	14,60	125,56		251,12	10,85	325,45
DEZEMBRO	31	13,10	123,74		247,49	10,69	331,43

#### 4.1.3. Dimensionamento do sistema solar com colector CPC

Depois de conhecidas a necessidade energéticas, para cada mês do ano, para que o sistema de refrigeração por absorção funcione, efectua-se agora o dimensionamento do sistema solar capaz de responder a estas necessidades.

Como dados climáticos de referência para o mês de Julho na cidade de Beja temos:

- A latitude da cidade de Beja = 38,17° N (tabela 4 do Anexo I);
- A irradiação global horizontal média para o mês de Julho = 27,70 MJ/m<sup>2</sup> (tabela 5 do Anexo I);
- Temperatura ambiente média para o mês de Julho = 24,7 °C (tabela 5 do Anexo I);
- Temperatura água da rede média para o mês de Julho = 20,2 °C (tabela 5 do Anexo I);
- É considerado um funcionamento para todo o ano, logo a inclinação óptima será Latitude – 5°.

O colector escolhido é da marca “Ao SOL” tendo as seguintes características:

- Colector concentrador do tipo CPC;
- Superfície de captação efectiva = 1.80 m<sup>2</sup>;
- Rendimento óptico = 0,70;
- Perdas térmicas = 3,4 W/m<sup>2</sup> °C.

Nos pontos seguintes apresenta-se o dimensionamento do sistema solar térmico para o mês de Julho, devido a este apresentar uma irradiação global horizontal média dia mais elevada:

1. É definida a inclinação óptima ( $I_{optima}$ ) considerando que o sistema vai funcionar durante todo o ano aplica-se a expressão 3.48:

$$I_{Optima} = \text{Latitude do Lugar} - 5^{\circ} = 38,17^{\circ} - 5^{\circ} = 33,17^{\circ}$$

2. Como coeficiente para a irradiação global horizontal média ( $H$ ) para o mês de Julho, obtida da tabela 5 do Anexo I, tem-se:

$$H = 27,70 \frac{Mj}{m^2}$$

3. Considerando que a instalação se encontra numa zona não sujeita aos efeitos da poluição é atribuído o factor de correcção igual a 1,05, o qual multiplicado pela irradiação horizontal média obtêm-se a irradiação horizontal média corrigida ( $H_{Corrigida}$ ) pela expressão 3.50:

$$H_{Corrigida} = 27,70 \times 1,05 = 29,09 \frac{Mj}{m^2}$$

4. Pela tabela 6 do anexo I obtêm-se o coeficiente de correcção por inclinação ( $f$ ) para a latitude de  $38^{\circ}$  e uma inclinação de  $33,17^{\circ}$ , sendo esse valor obtido por interpolação e igual a:

$$f = 0,98$$

5. Sabendo o valor para a irradiação global horizontal média corrigida ( $H_{Corrigida}$ ), o coeficiente de correcção por inclinação ( $f$ ), e que 6% da energia total diária é desperdiçada durante as primeiras horas da manhã e as últimas da tarde pela menor incidência solar (menor altura solar) é calculado agora a energia total teórica média diária por  $m^2$  ( $E_{ap}$ ) pela expressão 3.52;

$$E_{ap} = 29,09 \times 0,98 \times 0,94 = 26,79 \frac{Mj}{m^2}$$

6. Para o mês de Julho as horas úteis de sol são **9,5h** de acordo com a tabela 7 do anexo I;
7. Seguidamente obtêm-se a Intensidade útil média diária ( $I$ ), pela divisão da energia total teórica média mensal ( $E_{ap}$ ) e pelas horas úteis de sol (converter previamente ( $E_{ap}$ ) a joule e as horas a segundo) e utilizando a equação 3.53;

$$I = \left( 26,79 \times 10^6 \right) / \left( 9,5h \times 3600s \right) = 783,42 \frac{W}{m^2}$$

8. Para o mês de Julho, como referido nos dados iniciais para dimensionamento, a temperatura ambiente média diária durante as horas de sol é igual a **24,7 °C**;
9. Para a temperatura média do fluido do circuito primário (solar) é admitido **110 °C**;
10. O colector utilizado no estudo do sistema apresenta um valor de rendimento óptico de **0,70**;
11. Quanto ao Coeficiente global de perdas deste colector é **3.4 W/m<sup>2</sup>**;
12. Calcula-se agora o rendimento teórico para o mês correspondente a partir da curva do rendimento do colector, introduzindo os valores encontrados anteriormente, na expressão 3.54:

$$\eta_t = 0,70 - 3,4 \times \frac{(110 - 24,7)}{783,42} = 0,33$$

13. Como o rendimento teórico é calculado admitindo que os raios solares incidem perpendicularmente no colector, situação que não se verifica em termos práticos, pois estes formam um ângulo variável ao longo do dia, logo ( $\alpha$ ) diminui através do factor experimental ( $f_{exp}$ ) igual a **0,97**, conforme explicado no capítulo 3;
14. O efeito da sujidade e envelhecimento da cobertura transparente, no caso de existir, faz com que ( $\tau$ ) também diminua por um factor igual a ( $f_{suj}$ ) **0,97**, conforme explicado no capítulo 3;
15. Obtêm-se agora o rendimento real do colector, pela expressão 3.55, pelo produto do rendimento teórico e das correcções indicadas nos pontos 13 e 14:

$$\eta_r = (0,70 \times 0,97 \times 0,97) - 3,4 \times \frac{(110 - 24,7)}{783,42} = 0,29$$

16. Considerando que a tubagem do circuito primário se encontra bem isolada e que na fase da geração o equipamento está exposto à temperatura ambiente, estima-se como perdas globais para o sistema  $P_g = 10\%$ ;
17. Uma vez conhecida a energia aproveitável ou energia total teórica incidente por m<sup>2</sup> ( $E_{ap}$ ), o rendimento real ( $\eta_r$ ) e contabilizando as perdas globais da instalação obtêm-se o valor da energia captada durante o dia por m<sup>2</sup> de colector ( $E_{Col.d}$ ) pela expressão 3.56:

$$E_{Col.d} = 26,79 \times 0,29 \times 0,10 = 6,96 \frac{Mj}{m^2}$$

18. Pretende-se agora conhecer o valor da energia captada durante o mês por m<sup>2</sup> de

colector ( $E_{Col.m}$ ). Para tal, faz-se o produto da energia captada durante o dia por  $m^2$  de colector ( $E_{Col.d}$ ) pelos dias do mês, aplicando a expressão 3.57;

$$E_{Col.m} = 6,96 \times 31 = 215,61 \frac{Mj}{m^2}$$

19. Para o cálculo da área de superfície colectora teórica ( $A_{SC}$ ), efectua-se o quociente das necessidades energéticas mensais ( $E_{n.m}$ ) pela energia captada durante o mês por  $m^2$  de colector ( $E_{Col.m}$ ), assim aplica-se a expressão 3.58:

$$A_{SC} = \frac{E_{n.m}}{E_{Col.m}} = \frac{354,45}{215,61} = 1,64 m^2$$

20. Sabendo a área do colector ( $A_c$ ) e a área de superfície colectora teórica ( $A_{SC}$ ), calcula-se o número teórico de colectores ( $N_{ct}$ ) pela fórmula 3.59:

$$N_{ct} = \frac{A_{sc}}{A_c} = \frac{1,64}{1,98} = 0,83 \text{ Colectores}$$

21. Seguidamente atribui-se o número de colectores efectivos para o mês em estudo, concluindo que 1 satisfaria as necessidades;
22. Calcula-se ainda a energia efectiva captada por mês ( $E_{Col.e}$ ), pelo produto da energia captada por mês por  $m^2$  de colector ( $E_{Col.m}$ ), área do colector ( $A_c$ ) e pelo número real de colectores ( $N_{cr}$ ), conforme expressão 3.60:

$$E_{Col.e} = E_{Col.m} \times A_c \times N_{cr} = 215,61 \times 1,98 \times 1 = 426,91 MJ$$

Verifica-se que o número de colectores solares, do tipo CPC, necessários para satisfazer as necessidades do mês de Julho, para a zona considerada, é apenas 1. No entanto, pela tabela excel 4.5 pode ser observado que para o mês de Agosto também são garantidas as necessidades apenas com 1 colector. Para os dois primeiros e dois últimos meses do ano não há qualquer energia solar extraída seja qual for o número de colectores, logo não há produção de gelo. Já para os meses do ano, de Março a Junho e de Setembro a Outubro o número de colectores aumenta significativamente de forma a garantir a energia necessária ao fabrico de gelo, o que se torna economicamente inviável, uma vez que se pretende um sistema de baixo custo.

Alterações na inclinação não influenciam significativamente a energia total anual, ainda que possam causar uma maior ou menor captação nos meses de menor irradiação solar, no inverno.

Perante este resultado poder-se-á concluir que este tipo de colector acoplado ao sistema de refrigeração por absorção aqui estudado só se justifica se aplicado em zonas onde a irradiação solar tem como valores mínimos de cálculo os utilizados no estudo para o mês de Julho. No entanto a introdução de um sistema de apoio a biomassa seria uma solução a considerar para estudo para situações de baixa ou nula irradiação solar.

Nas tabelas seguintes são apresentados os valores para a energia efectiva captada por mês ( $E_{Col,e}$ ) para os restantes meses do ano.

Tabela 4.3 - Cálculo da Intensidade útil média diária

	1	2	3	4	5	6	7
Meses	Inclinação optima (°)	Irradiação global horizontal mensal - H (MJ/m <sup>2</sup> )	H ( corrigido) (MJ/m <sup>2</sup> )	f (factor de inclinação); b= X °; L= X °	Energ. Total teórica média diária por m <sup>2</sup> - Eap (MJ/m <sup>2</sup> )	Nº de horas uteis de sol	I (Intensidade útil média diária) (W/m <sup>2</sup> )
JANEIRO	33,17	8,10	<b>8,51</b>	1,33	<b>10,63</b>	8	369,20
FEVEREIRO	33,17	10,90	<b>11,45</b>	1,25	<b>13,45</b>	9	415,06
MARÇO	33,17	14,60	<b>15,33</b>	1,15	<b>16,57</b>	9	511,47
ABRIL	33,17	19,40	<b>20,37</b>	1,05	<b>20,11</b>	9,5	587,87
MAIO	33,17	24,10	<b>25,31</b>	0,97	<b>23,07</b>	9,5	674,65
JUNHO	33,17	26,00	<b>27,30</b>	0,95	<b>24,38</b>	9,5	712,83
<b>JULHO</b>	<b>33,17</b>	<b>27,70</b>	<b>29,09</b>	<b>0,98</b>	<b>26,79</b>	<b>9,5</b>	<b>783,42</b>
<b>AGOSTO</b>	<b>33,17</b>	<b>25,00</b>	<b>26,25</b>	<b>1,06</b>	<b>26,16</b>	<b>9,5</b>	<b>764,78</b>
SETEMBRO	33,17	18,80	<b>19,74</b>	1,19	<b>22,08</b>	9	681,52
OUTUBRO	33,17	13,10	<b>13,76</b>	1,33	<b>17,20</b>	9	530,76
NOVEMBRO	33,17	9,20	<b>9,66</b>	1,42	<b>12,89</b>	8	447,71
DEZEMBRO	33,17	7,40	<b>7,77</b>	1,41	<b>10,30</b>	7,5	381,42

Tabela 4.4 - Cálculo do rendimento real do colector

	8	9	10	11	12	13	14	15
Meses	Temp. Ambiente durante as horas de sol (°C)	Tf (°C)	F' (τ α )	F' x UL	η (teórico)	Correcção da inclinação variável	Correcção da sujidade	η (real)
JANEIRO	9,9	110	0,70	3,40	<b>-0,22</b>	0,97	0,97	<b>-0,26</b>
FEVEREIRO	10,7				<b>-0,11</b>	0,97	0,97	<b>-0,15</b>
MARÇO	12,2				<b>0,05</b>	0,97	0,97	<b>0,01</b>
ABRIL	14,2				<b>0,15</b>	0,97	0,97	<b>0,10</b>
MAIO	17,6				<b>0,23</b>	0,97	0,97	<b>0,19</b>
JUNHO	21,2				<b>0,28</b>	0,97	0,97	<b>0,24</b>
<b>JULHO</b>	<b>24,7</b>				<b>0,33</b>	0,97	0,97	<b>0,29</b>
<b>AGOSTO</b>	<b>24,6</b>				<b>0,32</b>	0,97	0,97	<b>0,28</b>
SETEMBRO	22,5				<b>0,26</b>	0,97	0,97	<b>0,22</b>
OUTUBRO	18,2				<b>0,11</b>	0,97	0,97	<b>0,07</b>
NOVEMBRO	13,2				<b>-0,04</b>	0,97	0,97	<b>-0,08</b>
DEZEMBRO	10,2				<b>-0,19</b>	0,97	0,97	<b>-0,23</b>

Tabela 4.5 - Cálculo da energia captada por mês efectiva

	16	17	18	19	20	21	22
Meses	Perdas globais da instalação	Energia captada por dia - Ecol.d (MJ / m2)	Energia captada por mês - Ecol.m (MJ / m2)	Superfície Colectora - Asc (m2)	Nº de Colectores Teórico - Nct	Nº de Colectores Efectivos - Nce	Energia captada por mês efectiva - Ecol.e (MJ)
JANEIRO	10%	-2,52	-78,08	-4,21	-2,12	1,00	-154,60
FEVEREIRO	10%	-1,87	-52,46	-5,75	-2,90	1,00	-103,87
MARÇO	10%	0,13	3,93	85,16	43,01	1,00	7,79
ABRIL	10%	1,89	56,76	5,77	2,91	1,00	112,39
MAIO	10%	4,01	124,22	2,79	1,41	1,00	245,96
JUNHO	10%	5,16	154,74	2,19	1,10	1,00	306,38
JULHO	10%	6,96	215,61	1,64	0,83	1,00	426,91
AGOSTO	10%	6,57	203,57	1,74	0,88	1,00	403,07
SETEMBRO	10%	4,41	132,42	2,56	1,30	1,00	262,18
OUTUBRO	10%	1,09	33,86	10,17	5,14	1,00	67,03
NOVEMBRO	10%	-0,89	-26,63	-12,22	-6,17	1,00	-52,72
DEZEMBRO	10%	-2,14	-66,37	-4,99	-2,52	1,00	-131,41

#### 4.1.3.1. Dimensionamento do sistema solar com colector Tubos de vácuo

Pretende-se efectuar agora o estudo com outro tipo de colector estacionário, tipo tubo de vácuo, para altas temperaturas e compará-lo com o já estudado. Os dados de referência, quanto ao local e inclinações do colector, serão os mesmos do estudo anterior. O colector escolhido para este estudo é da marca “Boltherm” tendo as seguintes características:

- Colector concentrador do tipo Tubo de vácuo;
- Número de tubos = 22;
- Superfície de captação efectiva = 1.76 m<sup>2</sup>;
- Rendimento óptico = 0,715;
- Perdas térmicas = 1,55 W/m<sup>2</sup> °C.

Nas tabelas seguintes são apresentados os valores para a energia efectiva captada por mês ( $E_{Col,e}$ ) com este tipo de colector para todos os meses do ano.

Tabela 4.6 - Cálculo da energia captada por mês efectiva com tubo vácuo

Meses	Perdas globais da instalação	Energia captada por dia - Ecol.d (MJ / m <sup>2</sup> )	Energia captada por mês - Ecol.m (MJ / m <sup>2</sup> )	Superfície Colectora - Asc (m <sup>2</sup> )	Nº de Colectores Teórico - Nct	Nº de Colectores Effectivos - Nce	Energia captada por mês efectiva - Ecol.e (MJ)
JANEIRO	10%	3,22	99,81	3,29	<b>1,87</b>	1,00	<b>175,67</b>
FEVEREIRO	10%	4,56	127,63	2,36	<b>1,34</b>	1,00	<b>224,62</b>
MARÇO	10%	6,52	202,04	1,66	<b>0,94</b>	1,00	<b>355,58</b>
ABRIL	10%	8,56	256,70	1,28	<b>0,72</b>	1,00	<b>451,80</b>
MAIO	10%	10,52	325,99	1,06	<b>0,60</b>	1,00	<b>573,75</b>
JUNHO	10%	11,48	344,35	0,98	<b>0,56</b>	1,00	<b>606,05</b>
JULHO	10%	13,11	406,32	0,87	<b>0,50</b>	1,00	<b>715,12</b>
AGOSTO	10%	12,72	394,20	0,90	<b>0,51</b>	1,00	<b>693,79</b>
SETEMBRO	10%	10,32	309,56	1,10	<b>0,62</b>	1,00	<b>544,82</b>
OUTUBRO	10%	7,17	222,17	1,55	<b>0,88</b>	1,00	<b>391,02</b>
NOVEMBRO	10%	4,72	141,65	2,30	<b>1,31</b>	1,00	<b>249,30</b>
DEZEMBRO	10%	3,23	100,12	3,31	<b>1,88</b>	1,00	<b>176,21</b>

Com este tipo de colector verifica-se que para satisfazer as necessidades do mês de Julho, para a zona considerada é necessário apenas 1 colector, o qual garante o dobro das necessidades requeridas.

Pela tabela de cálculo observa-se que para a maioria dos meses do ano é suficiente apenas 1 colector deste tipo para extrair a energia necessária ao sistema, verificando-se insuficiente apenas nos dois primeiros e últimos meses do ano.

Esta melhoria nos resultados surge pelo facto das perdas neste tipo de colector serem

muito reduzidas para trabalhar a altas temperaturas.

Perante este resultado poder-se-á concluir que este tipo de colector acoplado ao sistema de refrigeração por absorção aqui estudado será mais adequado que o do tipo CPC obtendo-se bons resultados em zonas onde a irradiação solar tem como valores mínimos de cálculo os utilizados no estudo para o mês de Julho.

#### 4.1.3.2. Colector CPC vs Colector Tubo de vácuo

De forma a poder comparar-se os dois tipos de colectores solares usados neste estudo são apresentados dois gráficos com a curva das necessidades energéticas do sistema de refrigeração e duas curvas de energia captada por mês efectiva e a normal.

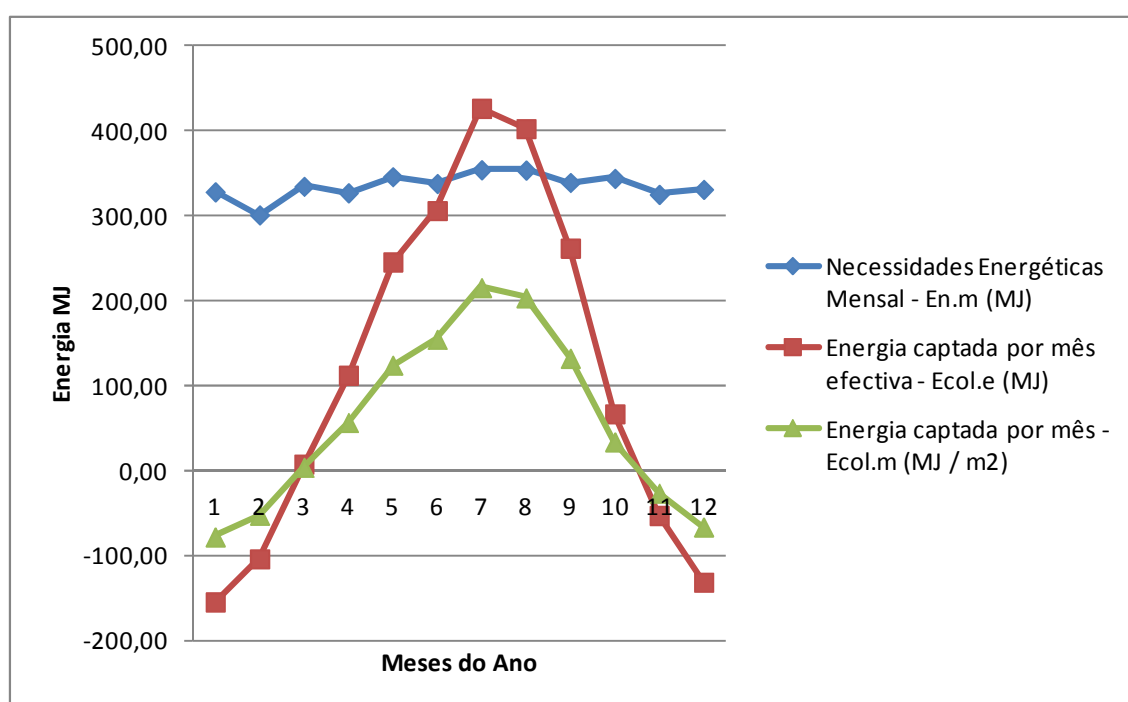


Figura 4.4 - Gráfico do comportamento do sistema térmico solar com colectores CPC

Neste gráfico verifica-se que a energia captada por mês e por  $m^2$  com este tipo de colector é nula durante os 2 primeiros e os 2 últimos meses do ano. Para os meses de Março a Junho e de Setembro a Novembro já é possível extrair energia, mas o número de colectores necessários inviabiliza a sua utilização, pelo facto do sistema em estudo ter uma perspectiva de baixo custo.

Assim considerando que a sua aplicação será para regiões onde se prevê forte intensidade solar e que os meses menos favoráveis são os mais favoráveis para este estudo, garante-se que o sistema funcionará como previsto.



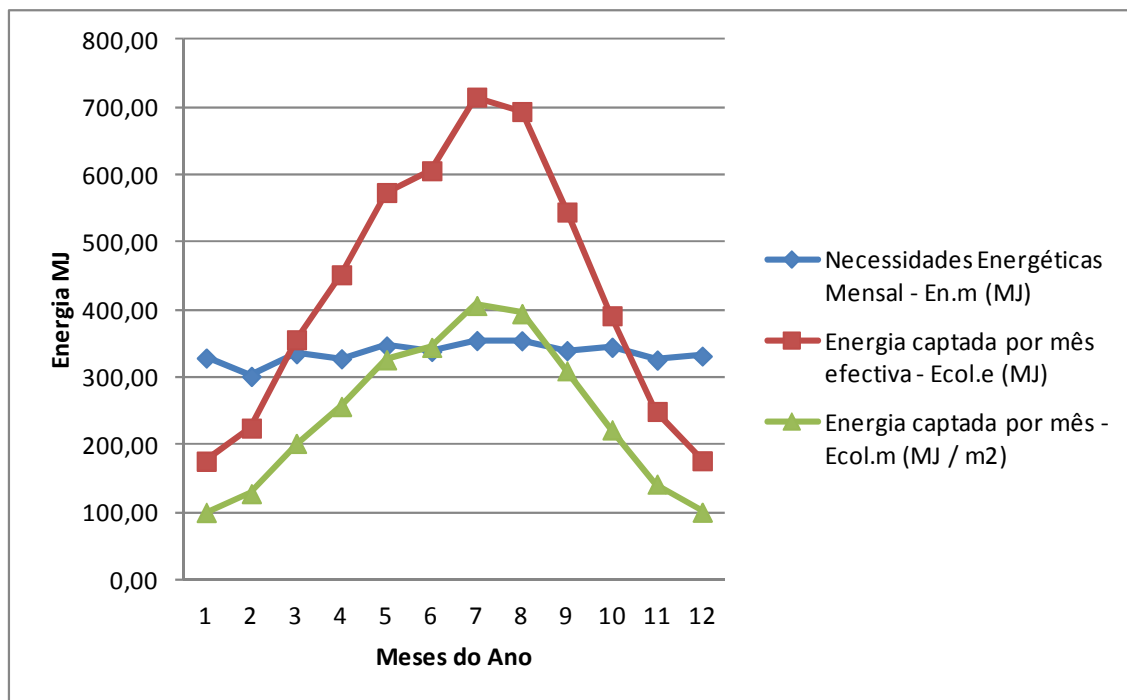


Figura 4.5 - Gráfico do comportamento do sistema térmico solar com colectores Tubos de vácuo

Utilizando colectores do tipo tubo de vácuo, pelo gráfico verifica-se que a energia captada por mês e por  $m^2$  é sempre positiva ao longo do ano. Assim para que seja possível satisfazer as necessidades energéticas para o mês em estudo (Julho) será necessário também aumentar a área de captação, mas aqui bastará apenas um colector com uma área útil muito próxima à do colector CPC, obtendo-se uma considerável eficiência como pode ser observado pela curva de energia captada por mês efectiva. Logo este colector comparativamente com o do tipo CPC será o mais adequado para aplicações em sistemas de refrigeração por absorção aqui estudado. No entanto, apresenta o inconveniente de ter um custo mais elevado do que o CPC.

Este tipo de sistemas de refrigeração que se pode considerar de baixo custo, apresenta o inconveniente do custo dos colectores que podem ter um custo elevado, podendo assim encarecer o sistema na sua totalidade.

#### 4.1.3.3. Cálculo do diâmetro das tubagens do circuito primário

Para o dimensionamento das tubagens temos como dados necessários:

- Fluido de transferência térmica: água;
- Densidade ( $\rho$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup> nas CPTP;
- Calor Específico ( $C_p$ ) = 4183 J/kg °C;
- Material da tubagem: aço carbono;
- Como velocidade para a água no interior das tubagens admite-se:  $v \leq 5 \times 10^{-2}$  m/s<sup>-1</sup>.

Para se proceder ao cálculo do caudal no circuito do primário podemos recorrer às expressões seguintes:

- **Caudal mássico do fluido térmico, pela expressão 3.28:**

$$\dot{m} = \left( \frac{10 \times 3,4}{4187} \right) = 8,12 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s } m_{col}^2}$$

- **Caudal total para uma área de colector de 1,98 m<sup>2</sup>, pela expressão 3.29:**

$$\dot{m}_t = 8,12 \times 10^{-3} \times 1,98 = 1,61 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- **Caudal volúmico de fluido térmico, pela expressão 3.30:**

$$\dot{V} = \frac{1,61 \times 10^{-2}}{1000} = 1,61 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Passa-se agora ao cálculo do diâmetro interno, admitindo que a água circula no interior da tubagem a  $5 \times 10^{-2}$  m/s, aplicando a expressão 3.31:

$$d_i = \sqrt[4]{\frac{4 \times 1,61 \times 10^{-5}}{3,14159 \times 5 \times 10^{-2}}} = 2,0 \times 10^{-2} \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

Assim admite-se para o circuito primário do sistema tubo em aço carbono de DN 3/4" (26.67 x 2,87mm).

#### 4.1.3.4. Cálculo do permutador do tipo serpentina do sistema solar

Para o cálculo do comprimento do tubo do permutador de serpentina a colocar no interior do gerador para que se verifique o aquecimento da mistura será considerado o diâmetro interno do tubo de aço carbono de diâmetro  $\frac{3}{4}$ " (20,93mm) utilizado no circuito dos colectores-gerador. Para esta instalação existe  $1,98 \text{ m}^2$  de área de colector, logo:

Considerando a proporção 4:1, obtêm-se:

$$S_p = \frac{1,98 \text{ m}^2}{4} = 0,5 \text{ m}^2$$

e aplicando a expressão 3.35,

$$S_p = 2\pi r L = 2\pi \left( \frac{2,1 \times 10^{-2} \text{ m}}{2} \right) L \Leftrightarrow L = \frac{0,5}{2,1 \times 10^{-2} \times \pi} = 7,58 \text{ m}$$

#### 4.1.4. Dimensionamento do sistema de refrigeração por absorção

Para o dimensionamento destes sistemas de refrigeração por absorção de regime intermitente é necessário efectuar o dimensionamento hidráulico e térmico, devendo-se complementar um ao outro. Após concluído este estudo e caso existam permutadores, estes devem ser dimensionados de forma a resistirem às condições mais exigentes de funcionamento do sistema de refrigeração.

Tendo-se encontrado alguma dificuldade em obter formulação teórica para este tipo de ciclos de absorção intermitentes, procurou-se aplicar alguma formulação utilizada nos ciclos de absorção de ciclo contínuo.

É fundamental que este dimensionamento reúna as condições para suportar as pressões e temperaturas a que vai estar sujeito e ao mesmo tempo sejam conseguidos os melhores rendimentos.

Para o dimensionamento termodinâmico do sistema é necessário o conhecimento das propriedades das substâncias envolvidas nas transferências de calor, como os fluidos frigorigéneos, os absorventes, fluidos de arrefecimento (ar, água, etc). Geralmente as propriedades mais importantes a determinar nas substâncias envolvidas no sistema de refrigeração são as pressões, temperaturas, entalpias.

Para a construção do sistema de refrigeração, os componentes a aplicar devem ser escolhidos tendo em atenção a resistência mecânica dos seus materiais para as pressões e temperaturas a que vão estar sujeitos, compatibilidade com os fluidos de trabalho, coeficientes

de dilatação térmica, normas técnicas e de segurança.

Tendo o conhecimento de alguns dados iniciais de funcionamento do sistema de refrigeração é possível determinar o respectivo dimensionamento com base em gráficos ou analiticamente.

Os diagramas são construídos para um determinado fluido ou uma solução específica. Recorrendo a eles é possível determinar as propriedades de um ponto específico, bastando para isso conhecer apenas duas propriedades de um fluido para se determinar um ponto específico. Nos diagramas temperatura (t) x entropia (s) ou pressão (p) x entalpia (h) são cruzadas informações de pressão, temperaturas, entalpias, entropias, título e volume específico, para fluidos frigorigéneos.

Para os sistemas de refrigeração por absorção, além dos gráficos já referidos são também utilizados os diagramas de Duhring (diagrama 1 do anexo II) e de Merkel-Bosnjakovic (diagrama 2 do anexo II) para a solução amoníaco-água. Estes gráficos indicam dados relativos à pressão de saturação, temperatura e concentração da solução.

O diagrama de Merkel-Bosnjakovic ou entalpia (s) x % de amoníaco na solução água-amoníaco apresenta: na zona inferior, a área da solução líquida. Na zona mais acima são as curvas de evaporação da mistura a diferentes pressões constantes bem como as curvas de temperatura. Assim, conhecendo a concentração e a pressão de uma mistura, o seu ponto de evaporação pode ser determinado e vice-versa.

No estudo de sistemas de refrigeração por absorção são usados balanços de massa e energia aplicados a cada componente do sistema.

#### *4.1.4.1. Dados de entrada para projecto*

Assume-se que a máquina frigorífica de ciclo absorção para produção de gelo retire calor da zona a arrefecer a **-20 °C**, temperatura de evaporação, e que a temperatura de condensação ( $t_{\text{cond}}$ ) se situa sensivelmente nos **30 °C**, pelo facto de se considerar que a temperatura da água ( $t_{0\text{água}}$ ) que se encontra no condensador é da rede e se encontre a cerca de 20 °C para o mês de Julho. Adoptando uma diferença de temperatura de condensação ( $\Delta t_{\text{cond}}$ ) de 10 °C, temos:

$$\text{Temperatura de condensação } (t_{\text{cond}}) = t_{0\text{água}} + \Delta t_{\text{cond}} = 20\text{ °C} + 10\text{ °C} = \mathbf{30\text{ °C}}$$

Assim, o amoníaco condensa a 30 °C e evapora a -20 °C. Pelo diagrama de Duhring ou pelo diagrama Mollier estes valores determinam a pressão no gerador e condensador, a qual é de 11,67 Bar e no evaporador e absorsor que é de 1,90 Bar.

A temperatura máxima admitida a fornecer ao Gerador será de **120 °C**, devido às limitações do tipo de colector solar utilizado.

#### ***4.1.4.2. Obtenção da concentração forte da solução água-amoníaco***

A temperatura a que o vapor de amoníaco é absorvido no Gerador/ Absorvedor, local onde se encontra a solução “fraca” de água-amoníaco, será próxima da temperatura ambiente, admitindo uma temperatura de 30 °C para o mês do ano em estudo (Julho), à pressão do evaporador de 1,90 Bar. Pelo diagrama de Duhring (diagrama 1 do anexo II) para a solução água-amoníaco obtêm-se a concentração inicial de amoníaco,  $x = 0,45$ , encontrada para o Gerador/ Absorvedor no início do ciclo, que corresponde ao ponto 1 do ciclo representado no diagrama de Duhring).

#### ***4.1.4.3. Fases de regeneração do ciclo***

Sendo a temperatura de condensação do vapor de amoníaco 30 °C, obtêm-se pelo diagrama Duhring para a solução água-amoníaco a pressão de saturação de amoníaco para esta temperatura, a qual corresponde a 11,67 Bar. Assim, o estado 2 (diagrama 1 do anexo II) do ciclo é determinado pelo cruzamento das duas linhas de pressão de condensação e concentração de refrigerante na mistura (que não se altera durante a etapa 1-2). Este estado é o início do processo de separação/ condensação do vapor de amoníaco pelo aquecimento da mistura. O processo de condensação do amoníaco encontra-se representado no Diagrama de Mollier, etapa 2-3 (diagrama 4 do anexo II).

O processo representado etapa 2-3 corresponde ao ciclo de geração, sendo o estado 3 a temperatura máxima que a solução vai alcançar, fornecida pelo colector solar, que considerou-se ser 120 °C. Pelo diagrama Duhring para a solução água-amoníaco, obtêm-se a concentração do refrigerante na solução para este ponto, traçando uma linha vertical desde a temperatura máxima de funcionamento até esta se cruzar com a linha correspondente à pressão de condensação do refrigerante, da qual resulta o valor de 0,25 (diagrama 1 do anexo II).

#### ***4.1.4.4. Fase de refrigeração do ciclo***

O ideal é que durante a fase de refrigeração do ciclo, a solução fraca ( $x = 0,25$ ), que se encontra no Gerador/ Absorvedor, arrefeça até à pressão do evaporador (1,9 Bar) e a uma temperatura baixa, correspondendo ao início da absorção que irá ocorrer durante o período nocturno. Então, o ciclo ficará completo ao se realizar a etapa 4-1 durante o qual o amoníaco evapora a uma temperatura de -20 °C, sendo totalmente absorvido, no Gerador/ Absorvedor. O processo de evaporação encontra-se representado no Diagrama de Mollier, etapa 4-1 (diagrama 3 do anexo II).

#### 4.1.4.5. Balanço do sistema de refrigeração

São realizados balanços no sentido de determinar as quantidades de energia trocadas ou as mudanças de estado a verificarem-se nos diferentes componentes do sistema. São utilizados os diagramas de Duhring (diagrama 1 do anexo II) e de Merkel-Bosnjakovic (diagrama 2 do anexo II) para a solução amoníaco-água, bem como o Diagrama de Mollier (diagrama 4 do anexo II) para o amoníaco para determinar o funcionamento do sistema de refrigeração. Num projecto de refrigeração, além da importância da carga térmica também o seu regime de funcionamento deve ser determinado, isto é os valores da pressão e temperatura a que ele trabalhará. Nos sistemas de refrigeração por absorção a temperatura de evaporação determina a temperatura mínima de calor que deve ser fornecida ao gerador. Para o funcionamento deste sistema é necessário um fluxo de calor constante aplicado à mistura contida no gerador. Este valor pode ser determinado a partir do diagrama Temperatura x Concentração (Duhring) para soluções binárias água-amoníaco. Neste diagrama constata-se que a temperatura mínima a fornecer ao gerador para que se comece a verificar a evaporação do amoníaco é de 80°C. Quanto à perda de carga das tubagens, nestes sistemas, pode-se considerar desprezável, devido aos reduzidos caudais que ali ocorrem.

Como se trata de um sistema intermitente, durante a fase de geração deverá ser evaporado o amoníaco necessário à fase de refrigeração, tendo sempre em conta evitar que se inicie a evaporação do absorvente, que neste caso é a água. Se tal se verificar o rendimento do sistema diminuirá ou pode mesmo parar o ciclo por obstrução na passagem do amoníaco no evaporador pelo facto do congelamento da água no seu interior.

#### 4.1.4.6. Balanço do Evaporador

O evaporador recebe o condensado de amoníaco a uma pressão de 1.9 bar, o qual tem como objectivo retirar calor do espaço térmico a -20 °C. No interior deste dispositivo apenas deve circular vapor de amoníaco. De acordo com o diagrama de MOLLIER (diagrama 3 do anexo II), os valores das entalpias (estados 4 e 1) correspondentes ao processo de evaporação são:

$$h_4 = 108,55 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 1437,68 \text{ kJ/kg}$$

O balanço termodinâmico do sistema inicia-se no evaporador, pelo cálculo do caudal mássico de amoníaco que aqui passa para absorver o calor do espaço a arrefecer. O balanço é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1, \text{ em que:}$$

$$\dot{m}_4 - \text{Caudal mássico no ponto 4 [kg/s]}$$

$\dot{m}_1$  - Caudal mássico no ponto 1 [kg/s]

Como já calculado a quantidade de calor absorvido no evaporador é igual a  $1,033 \times 10^{-1}$  kW. Aplicando a expressão a seguir indicada obtêm-se o caudal mássico que circula no evaporador:

$$\dot{m}_{Ev} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{(h_1 - h_4)} \Leftrightarrow \dot{m}_{Ev} = \frac{0,133}{(1437,68 - 108,55)} \Leftrightarrow \dot{m}_{Ev} = 1,0 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Assim, pode ser agora calculada a massa de amoníaco necessária a usar no sistema, sabendo que este, no ciclo de refrigeração, trabalha 12h (43200s) por dia:

$$m_{NH_3} = \dot{m}_{Ev} \times t_s = 1,0 \times 10^{-4} \times 43200 = 4,32 kg$$

$\dot{Q}_{Ev}$  - Calor retirado do espaço a arrefecer pelo evaporador [kg/s]

$t_s$  - Tempo do ciclo [s]

$\dot{m}_{Ev}$  - Caudal mássico de amoníaco no evaporador [kg/s]

$m_{NH_3}$  - Massa de amoníaco no evaporador [kg]

O valor do caudal mássico que sai do tanque de condensado, bem como o que passa na válvula de laminagem manual regulável é igual ao do evaporador.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{Ev} = 1,0 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Tabela 4.7 - Tabela resumo dos dados do Evaporador

Designação	Valores	Observações
Temperatura Evaporação [°C]	-20	Valor admitido
Pressão Evaporador [Bar]	1,9	Diagrama 1 do anexo II
Entalpia entrada [kJ/kg]	108,55	Diagrama 3 do anexo II
Entalpia saída [kJ/kg]	1437,68	Diagrama 3 do anexo II
Caudal massico [kg/s]	$1,0 \times 10^{-4}$	-----
Potência frigorífica [kW]	$1,03 \times 10^{-1}$	-----
Massa amoníaco [kg]	4,32	Massa de amoníaco necessária a usar no sistema, sabendo que este, no ciclo de refrigeração, trabalha 12h (43200s) por dia

#### 4.1.4.7. Balanço do Absorvedor

Este dispositivo do equipamento de refrigeração é comum com o gerador, é na fase da refrigeração que ele surge com esta finalidade, pois no seu interior verifica-se a absorção do vapor de amoníaco a baixa pressão proveniente do evaporador. No decorrer do ciclo de absorção e até ao final gera-se a solução rica, que fica armazenada a aguardar pelo novo ciclo.

Para que se dê a absorção é necessário que a temperatura e pressão da solução fraca contida no absorvedor diminuam. A pressão do evaporador é igual à do absorvedor e a quantidade de vapor que sai do evaporador é a mesma que entra no absorvedor.

De acordo com o diagrama de Merkel-Bosnjakovic (diagrama 2 do anexo II), os valores das entalpias (estados 4 e 1) correspondentes ao processo de absorção são:

$$h_4 = 100 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = -90 \text{ kJ/kg}$$

O caudal mássico de amoníaco que chega ao absorvedor é igual ao que sai do evaporador. O balanço é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{Ev} = \dot{m}_{Abs} = 1,0 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \text{ em que:}$$

$\dot{m}_{Ev}$  - Caudal mássico de amoníaco no evaporador [kg/s]

$\dot{m}_{Abs}$  - Caudal mássico de amoníaco no Absorvedor [kg/s]

Aplicando a expressão a seguir indicada obtêm-se a quantidade de calor que deve ser rejeitado pelo Absorvedor durante o processo de absorção:

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_{Absr} (h_4 - h_1) = 1,0 \times 10^{-4} (100 - (-90)) = 1,40 \times 10^{-2} \text{ kW}$$

$\dot{Q}_{Abs}$  - Potência do Absorvedor [kW]

O material construtivo destes dispositivos deverá ser compatível com a solução que vai estar em contacto. Para o caso em estudo, água-amoníaco geralmente são utilizados materiais em aço carbono.



Tabela 4.8 - Tabela resumo dos dados do Absorvedor

Designação	Valores	Observações
Temperatura Absorvedor [°C]	30	Diagrama 1 do anexo II
Pressão Absorvedor [Bar]	1,9	Diagrama 1 do anexo II
Entalpia entrada [kJ/kg]	100	Diagrama 2 do anexo II
Entalpia saída [kJ/kg]	-90	Diagrama 2 do anexo II
Caudal massico [kg/s]	$1,0 \times 10^{-4}$	-----
Potência Absorvedor [kW]	$1,40 \times 10^{-2}$	-----

#### 4.1.4.8. Balanço do Gerador

Este dispositivo é comum com o absorvedor e funciona como gerador na fase de geração, durante as horas solares, separando o amoníaco do absorvente quando recebe o calor do sistema solar térmico. Nesta solução binária o amoníaco é a substância mais volátil (menor temperatura de evaporação para a mesma pressão). Na fase de geração a solução forte tem a máxima concentração de amoníaco, correspondendo, de acordo com o diagrama de Duhring a 0,45 para uma temperatura de 80 °C. Considerando que a temperatura máxima a fornecer ao gerador é de 120 °C, observa-se por este mesmo diagrama que para esta temperatura corresponde uma concentração de amoníaco igual a 0,25, logo esta será a concentração de amoníaco mínima na solução fraca deixada no gerador no final da geração.

Sabendo que o sistema de refrigeração necessita de 4,32 kg de amoníaco para arrefecer o espaço considerado, determina-se a quantidade total deste produto no sistema. Assim, admite-se como 10 kg a quantidade de amoníaco para uma concentração de 0,45 na solução rica. No final da regeneração a concentração de amoníaco na solução é de 0,25 a que corresponde uma quantidade de 5.5 kg de amoníaco,

$$m_{NH_3}^{sf} = \frac{0,25 \times 10}{0,45} = 5,50 \text{ kg}$$

$m_{NH_3}^{sf}$  - Quantidade de amoníaco na solução fraca [kg]

Pela diferença de quantidades de amoníaco nas concentrações das soluções forte e fraca obtêm-se a porção de fluido refrigerante evaporado, que corresponde a 4,5 kg de produto, superior ao necessário,

$$m_{NH_3}^{ev} = 10 - 5,50 = 4,50 \text{ kg}$$

$m_{NH_3}^{ev}$  - Quantidade de amoníaco evaporado pela diferença de concentrações [kg]

Calcula-se agora a massa total da solução a empregar no sistema de refrigeração com uma concentração de amoníaco igual a 0,45:

$$M_{TSOL} = \frac{10}{0,45} = 22,23 \text{ kg}$$

$M_{TSOL}$  - Massa da solução rica [kg]

Como a massa de amoníaco a separar e encaminhar para o condensador e por sua vez para o evaporador é igual a 4,32kg e tendo em conta o mês com o menor número médio de horas solar dia, que neste estudo será 7,5 horas (27000s) pode ser calculado o caudal mássico que sai do gerador:

$$\dot{m}_{Ger} = \frac{m_{NH_3} \text{ ev}}{ts} = \frac{4,32}{27000} = 1,6 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$\dot{m}_{Ger}$  - Caudal mássico de amoníaco que sai do gerador [kg/s]

De acordo com o diagrama de Merkel-Bosnjakovic (diagrama 2 do anexo II), os valores das entalpias (estados 2 e 3) correspondentes ao processo de separação do amoníaco são:

$$h_2 = 180 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 400 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{Ger} = \dot{m}_{Ger} (h_3 - h_2) = 1,6 \times 10^{-4} (400 - 180) = 3,5 \times 10^{-2} \text{ kW}$$

$\dot{Q}_{Ger}$  - Potência de geração [kW]

O material construtivo destes dispositivos deverá ser compatível com a solução que vai estar em contacto. Para o caso em estudo, água-amoníaco geralmente são utilizados materiais em aço carbono.

Tabela 4.9 - Tabela resumo dos dados do Gerador

Designação	Valores	Observações
Temperatura Gerador [°C]	120	Temperatura fornecida pelo Sistema solar térmico
Pressão Gerador [Bar]	11,67	Diagrama 1 do anexo II
Entalpia entrada [kJ/kg]	180	Diagrama 2 do anexo II
Entalpia saída [kJ/kg]	400	Diagrama 2 do anexo II
Caudal massico [kg/s]	$1,6 \times 10^{-4}$	-----
Potência Gerador [kW]	$3,5 \times 10^{-2}$	-----
Concentração amoníaco 0,45 [kg]	10	-----
Concentração amoníaco 0,25 [kg]	5,5	-----
Massa total mistura rica [kg]	22,23	-----

#### 4.1.4.9. Balanço do Condensador

O vapor de amoníaco que se encontra a alta pressão à saída do gerador é encaminhado para o condensador, onde será condensado à pressão de condensação e posteriormente conduzido para o tanque de condensado de amoníaco. Este dispositivo do sistema de refrigeração encontra-se em contacto directo com o meio para onde vai ser rejeitado o calor da geração para que o fluido refrigerante condense.

O balanço de massa aplicado ao condensador é apresentado pela expressão seguinte:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \text{ em que:}$$

$\dot{m}_2$  - Caudal mássico no ponto 2 [kg/s]

$\dot{m}_3$  - Caudal mássico no ponto 3 [kg/s]

Este balanço de energia corresponde à quantidade de energia que deve ser dissipada para o meio para que se dê a condensação do vapor de amoníaco.

Sabendo que o caudal mássico que sai do gerador é igual ao caudal mássico que passa no condensador, temos:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{Ger} = 1,6 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

$\dot{m}_{cd}$  - Caudal mássico de amoníaco do condensador [kg/s]

Os valores das entalpias correspondentes ao processo de condensação são obtidos pelo diagrama de Mollier (diagrama 4 do anexo II), os quais:

$$h_2 = 1486,17 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 341,76 \text{ kJ/kg}$$

Pode ser agora calculada a potência de condensação pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{cd} (h_2 - h_3) = 1,6 \times 10^{-4} \times (1486,17 - 341,76) = 1,8 \times 10^{-1} \text{ kW}$$

$\dot{Q}_{cd}$  - Calor rejeitado pelo condensador para o meio ambiente [kJ]

Tabela 4.10 - Tabela resumo dos dados do Condensador

Designação	Valores	Observações
Temperatura Condensador [°C]	30	-----
Pressão Condensador [Bar]	11,67	Diagrama 1 do anexo II
Entalpia entrada [kJ/kg]	1486,17	Diagrama 4 do anexo II
Entalpia saída [kJ/kg]	341,76	Diagrama 4 do anexo II
Caudal massico [kg/s]	$1,6 \times 10^{-4}$	-----
Potência Condensador [kW]	$1,80 \times 10^{-2}$	-----

#### 4.1.4.10. Dimensões do Gerador

A massa da solução rica, já determinada, que se encontra no gerador no início do processo de geração é de 22,23 kg. Pela tabela “Principais características das misturas Amoníaco-Água” no (diagrama 3 do anexo I), admitindo uma temperatura para solução de 20 °C para uma concentração de amoníaco de 0,45 pode ser calculado o volume que esta mistura vai ocupar no gerador, por interpolação pela tabela 3 do Anexo I:

$$V = \frac{M_{NH_3}}{\rho} = \frac{22,23}{842} = 2,64 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

v - Volume da solução rica [m<sup>3</sup>]

$M_{NH_3}$  - Massa da solução rica [kg]

$\rho$  - Densidade da solução [kg/ m<sup>3</sup>]

O material utilizado para o Gerador será tubo de aço carbono sem costura API-5L tamponado da “Pinhol”, ou equivalente, de diâmetro exterior de 8” (219,08x8,18mm) e comprimento de 1000 mm, tamponado. A junção dos acessórios será através de soldagem a Arco MIG / MAG (GMAW).

#### 4.1.4.11. Dimensões do tanque para amoníaco

A massa do amoníaco calculada que irá passar no evaporador é igual a 4,32 kg. Pela tabela “Thermophysical Properties of Refrigerants” no (diagrama 2 do anexo I), admitindo uma temperatura para o fluido de 30 °C para o amoníaco no interior do recipiente, pode ser calculado o volume da substância pela expressão seguinte:

$$V = \frac{m_{NH_3}}{\rho} = \frac{4,32 \text{ kg}}{595,20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 7,26 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$v$  - Volume da solução rica [m<sup>3</sup>]

$m_{NH_3}$  - Massa de amoníaco no evaporador [kg]

$\rho$  - Densidade da solução [kg/ m<sup>3</sup>]

O material utilizado para o recipiente de amoníaco será tubo de aço carbono sem costura API-5L tamponado da “Pinhol”, ou equivalente, de diâmetro exterior de 8” (219,08x8,18mm) e comprimento de 300 mm, tamponado. A junção dos acessórios será através de soldagem a Arco MIG / MAG (GMAW).

#### 4.1.4.12. Dimensionamento da serpentina do condensador

Para o dimensionamento recorreu-se à formulação que consta no capítulo 3.

<b>Cálculo do coeficiente de convecção exterior (he)</b>		
	Valor	Referências
Temperatura da água [°C]	22	
Temperatura da Superfície [°C]	73	
Diâmetro exterior da tubagem aço (De) [m]	0,01372	
Diâmetro interior da tubagem aço (Di) [m]	0,00926	
Propriedades da água para a temperatura considerada		
Valor da expressão da tabela $[l/m^3°C]$	1,46E+10	Tab. 2-Anexo I
Aceleração gravítica (g) $[m/s^2]$	9,81	Tab. 2-Anexo I
Condutividade térmica do fluido (k) $[W/m°C]$	0,604	Tab. 2-Anexo I
Diametro exterior da tubagem (De) [m]	0,01372	Tab. 2-Anexo I
Número de Prandtl (Pr) [Adim.]	6,78	Tab. 2-Anexo I
<b>Cálculo do número Rayleigh (R<sub>ad</sub>) [Adim.]</b>	<b>1,92E+06</b>	Expressão 3.66
<b>Cálculo do número Nusselt (Nu) [Adim.]</b>	<b>21,56</b>	Expressão 3.65
(Para cilindros horizontais)		
<b>Coeficiente de convecção exterior (he) <math>[W/m^2 °C]</math></b>	<b>949,30</b>	Expressão 3.64
<b>Cálculo do coeficiente de convecção para condensação Interior dos tubos com amoníaco (hi)</b>		
Temperatura de saturação (T <sub>sat</sub> ) [°C]	120,00	
Temperatura da Superfície (Ts) [°C]	56,00	
Propriedades do amoníaco para a temperatura considerada		
Aceleração gravítica (g) $[m/s^2]$	9,81	Tab. 3-Anexo I
Densidade do fluido na fase líquida (rl) $[kg/m^3]$	385,50	Tab. 3-Anexo I
Densidade do fluido na fase líquida (rv) $[kg/m^3]$	100,10	Tab. 3-Anexo I
Condutividade térmica do fluido na fase líquida (kl) $[W/m °C]$	231,20	Tab. 3-Anexo I
Viscosidade dinâmica do líquido (ml) $[kg/ms]$	48,30	Tab. 3-Anexo I
Entalpia de vaporização (h <sub>fg</sub> ) $[kJ/kg]$	141,60	Tab. 3-Anexo I
Calor específico do fluido na fase líquida (Cpl) $[J/kg °C]$	11,94	Tab. 3-Anexo I
<b>Coeficiente de convecção interior (hi) <math>[W/m^2 °C]</math></b>	<b>647,05</b>	Expressão 3.67
<b>Cálculo Coeficiente global de transmissão térmica(Ui)</b>		
Dados já obtidos		
<b>Coeficiente de convecção interior (hi) <math>[W/m^2 °C]</math></b>	647,05	
<b>Coeficiente de convecção exterior (he) <math>[W/m^2 °C]</math></b>	949,30	
Raio interior (Ri) [m]	4,63E-03	
Raio exterior (Re) [m]	6,86E-03	
Condutividade térmica do aço (k) $[W/m °C]$	385,00	
<b>Coeficiente global de transmissão térmica(Ui) <math>[W/m^2 °C]</math></b>	<b>442,25</b>	Expressão 3.63
Potencia térmica a dissipar no condensador [W]	180,00	
<b>Cálculo do comprimento da serpentina [m]</b>	<b>0,159</b>	Expressão 3.62

Verifica-se que o comprimento da serpentina é reduzido. Esta situação deve-se ao facto da potência a dissipar no condensador ser relativamente baixa. Assim adoptou-se, como diâmetro interno para a tubagem do condensador 1/4" em aço carbono.

#### 4.1.4.13. Cálculo do diâmetro da tubagem do evaporador

Para se proceder ao cálculo do diâmetro da tubagem para o evaporador utilizou-se o software de cálculo da tubagem DIRcalc1.20 da Danfoss.

Para o dimensionamento das tubagens temos como dados necessários:

- Fluido frigorígeno é o amoníaco (R717);
- Potência frigorífica =  $1,33 \times 10^{-1}$  kW;
- Material da tubagem é aço carbono;

The screenshot displays the Danfoss DIRcalc software interface. On the left, there is a sidebar with the Danfoss logo and an 'Expansion' section containing several checked checkboxes: ☒ AX, ☒ AXA, ☒ AXH, ☒ ICM-EXP, ☒ ICMTS-EXP, ☒ PMFH, and ☒ PMFL. The main area features a top navigation bar with tabs: 'SERIES', 'DRY', 'Dry suction line', and 'R717'. Below this, there are three data tables. The first table, 'Flow or cap. Capacity', lists: Evap. cap. 0.133 kW, Massflow 0.425 kg/h, and Line multiplier 1.00. The second table, 't or p Temperature', lists: Evap. temp -20.0 °C, Evap. pres 1.90 bar, Superheating 5.00 K, Cond. temp 30.0 °C, Cond. pres 11.7 bar, and Subcooling 5.00 K. The third table, 'Design size', lists: Design size DN4 (3.09), Design velocity 10.0 m/s, and Refrigerant R717. Below these tables is a schematic diagram showing a horizontal line representing the evaporator connected to a circle representing the compressor. Under the diagram, a list of parameters is shown: dp max. load bar, dt max. load K, Max. load info, Min. rec. load %, Vel. max. load m/s, Vel. min. load m/s, and Feed back.

Figura 4.6 - Cálculo do diâmetro da tubagem do evaporador pelo software DIRcalc da Danfoss

Como o resultado obtido para o diâmetro interno da tubagem é reduzido, admitiu-se para a instalação de refrigeração a tubagem de 1/4" em aço carbono.

#### 4.1.5. Caixa térmica/Evaporador

O isolamento térmico utilizado na caixa térmica com o objectivo de isolar o meio interior do exterior é poliuretano. Nas figuras seguintes são apresentadas as diferentes peças desenhadas da caixa térmica/ evaporador do sistema.

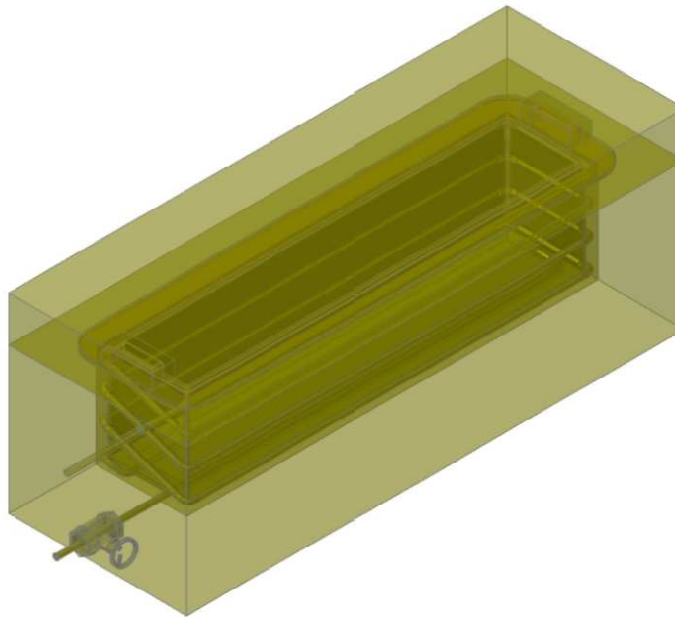


Figura 4.7 - Perspectiva isométrica da caixa térmica

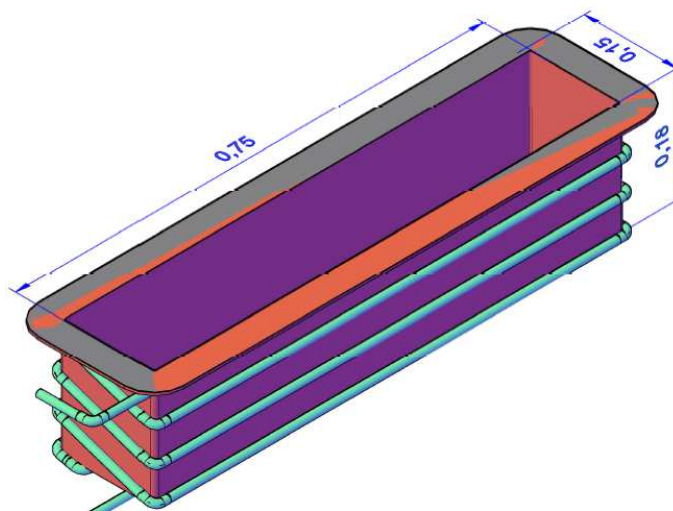


Figura 4.8 - Dimensões da caixa térmica/ evaporador com as espiras do evaporador em seu redor

A caixa térmica tem as seguintes dimensões:

- Comprimento = 0,75m
- Largura = 0,15m



- Altura = 0,18m

Calcula-se agora a área das partes laterais da caixa térmica, obtendo-se os seguintes resultados:

- Área das zonas superior e inferior

$$A_1 = 0,75 \text{ m}^2 \times 0,15 \text{ m}^2 = 0,11 \text{ m}^2$$

$$A_1 \times 2 = 0,11 \text{ m}^2 \times 2 = 0,22 \text{ m}^2$$

- Área das zonas laterais menores

$$A_2 = 0,18 \text{ m}^2 \times 0,15 \text{ m}^2 = 0,027 \text{ m}^2$$

$$A_2 \times 2 = 0,27 \text{ m}^2 \times 2 = 0,054 \text{ m}^2$$

- Área das zonas laterais maiores

$$A_3 = 0,75 \text{ m}^2 \times 0,18 \text{ m}^2 = 0,14 \text{ m}^2$$

$$A_3 \times 2 = 0,14 \text{ m}^2 \times 2 = 0,28 \text{ m}^2$$

Logo a área (A) total da caixa é obtida como se segue:

$$A = 0,22 \text{ m}^2 + 0,054 \text{ m}^2 + 0,28 \text{ m}^2 = 0,55 \text{ m}^2 \cong 0,60 \text{ m}^2$$

Conforme descrito no capítulo 3, considerando que a caixa térmica se enquadra em “Câmara para conservação de produtos congelados”, o fluxo de calor aconselhado para o cálculo das espessuras dos isolamentos para esta situação é: 7 kcal/m<sup>2</sup> h ( $\cong$  8 W/m<sup>2</sup>). Calcula-se então a quantidade de calor ( $Q_{FP}$ ) que atravessa as paredes da caixa térmica pela expressão 3.38:

$$Q_{FP} = \phi \times A = 8 \times 0,6 = 4,80 \text{ W}$$

A condutividade térmica (k) do poliuretano = 0,026 W/(mK);

A temperatura ambiente exterior média para o mês de Julho = 24,7 °C

A temperatura interior da caixa térmica = 0 °C

Por fim, aplicando a expressão 3.41,

$$e = A \times \frac{k}{Q} \times \Delta t = 0,60 \times \frac{0,026}{4,80} \times (24,7 - 0) = 80,28 \cong 80 \text{ mm}$$

obtêm-se a espessura do isolamento a aplicar na caixa térmica, a qual é igual a 80,50 mm.

Nas figuras seguintes apresentam-se a caixa térmica com isolamento em planta e corte.

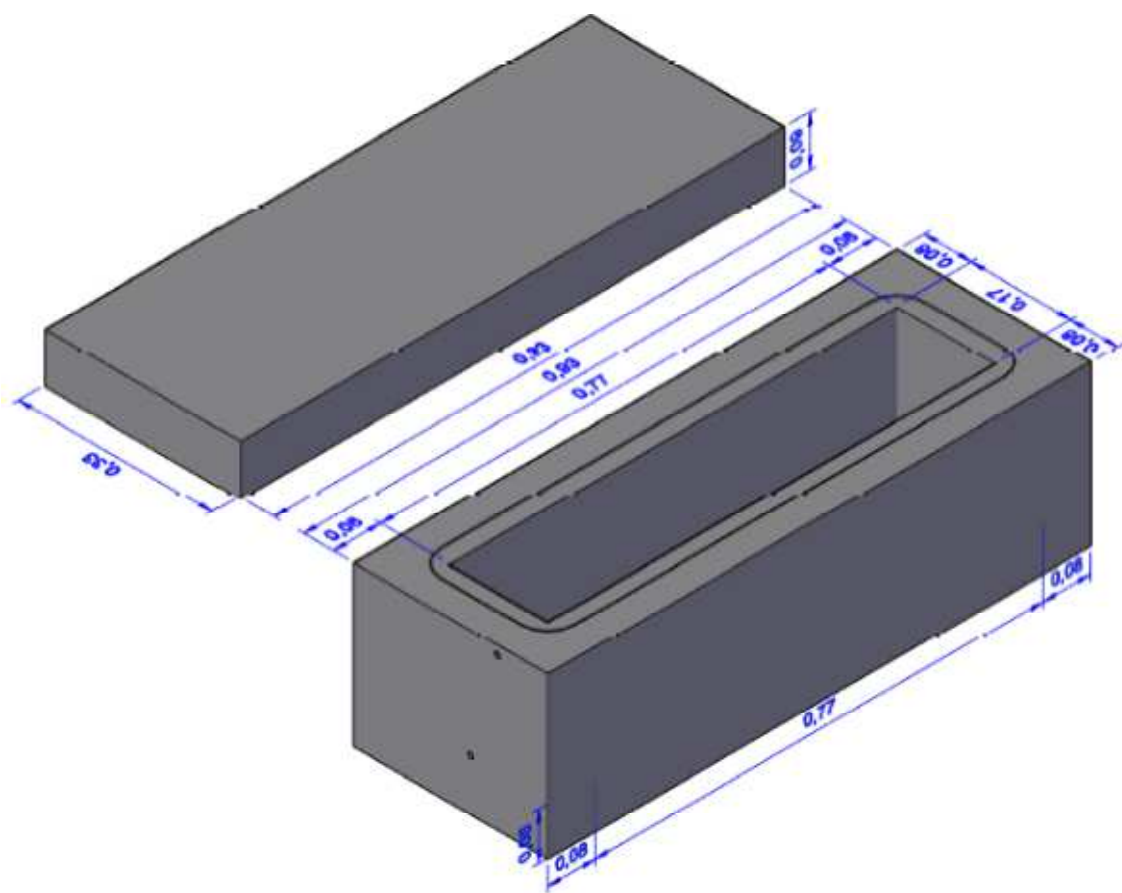


Figura 4.9 - Planta de caixa térmica com isolamento térmico

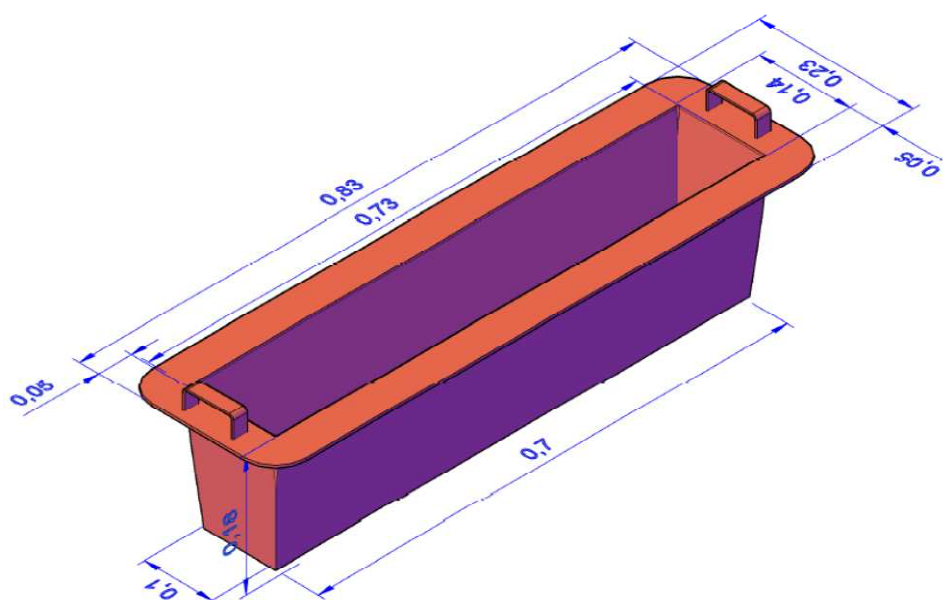


Figura 4.10 - Cuvete da caixa térmica de capacidade “standard” para 12,50kg de gelo

#### **4.1.6. Materiais**

Os materiais de construção dos elementos que constituem o sistema de refrigeração são determinados de acordo com os fluidos frigorigéneos que estarão em contacto, interna e externamente.

Nos sistemas de refrigeração de pequeno porte, os evaporadores que utilizam fluidos alogénados, estáveis quimicamente e arrefecidos a ar, são geralmente constituídos em cobre ou alumínio pelo facto de serem fáceis de manusear e apresentarem boas características de transferência térmica. O cobre apresenta elevada condutibilidade térmica e o alumínio possui paredes das tubagens relativamente finas.

Para sistemas industriais, o aço carbono será o mais indicado, mesmo possuindo uma condutibilidade térmica inferior à do cobre. O cobre não é indicado nestes sistemas pelo facto do amoníaco ser altamente corrosivo para este material. Ainda, uma outra vantagem do aço em relação ao cobre é devida aos custos, sendo o primeiro consideravelmente mais barato que o segundo. Como desvantagem, o aço ao apresentar uma condutibilidade menor necessita de ter áreas de contacto sensivelmente maiores do que o cobre para a mesma aplicação.

O material utilizado para os elementos constituintes do sistema de refrigeração serão em aço carbono sem costura API-5L tamponado da “Pinhol”, ou equivalente. A junção dos acessórios será através de soldagem a Arco MIG / MAG (GMAW).

## 4.2. Desenhos do Sistema de refrigeração por absorção

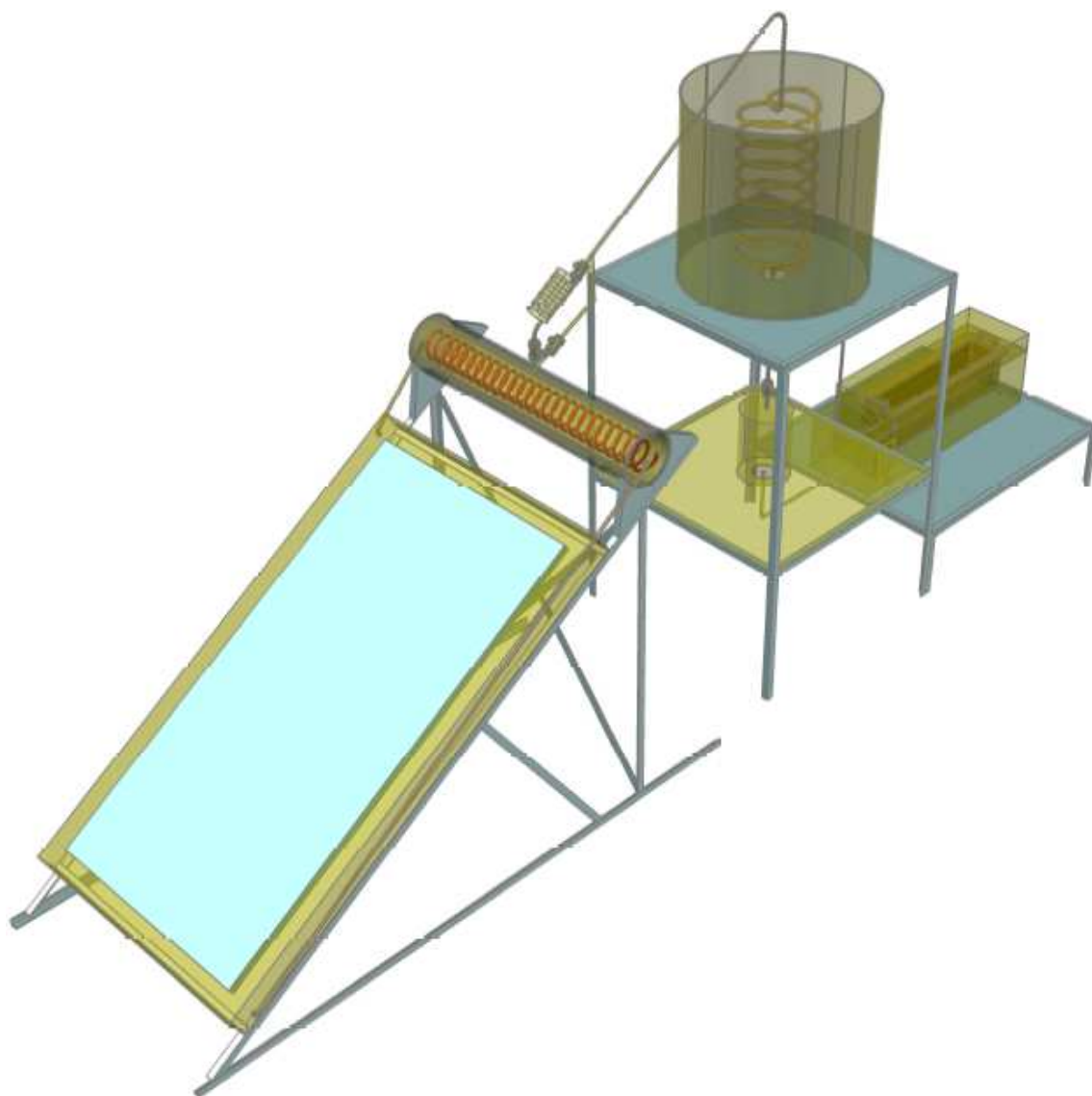


Figura 4.11 - Máquina de produção de gelo constituída pelo sistema solar térmico e sistema de refrigeração por absorção

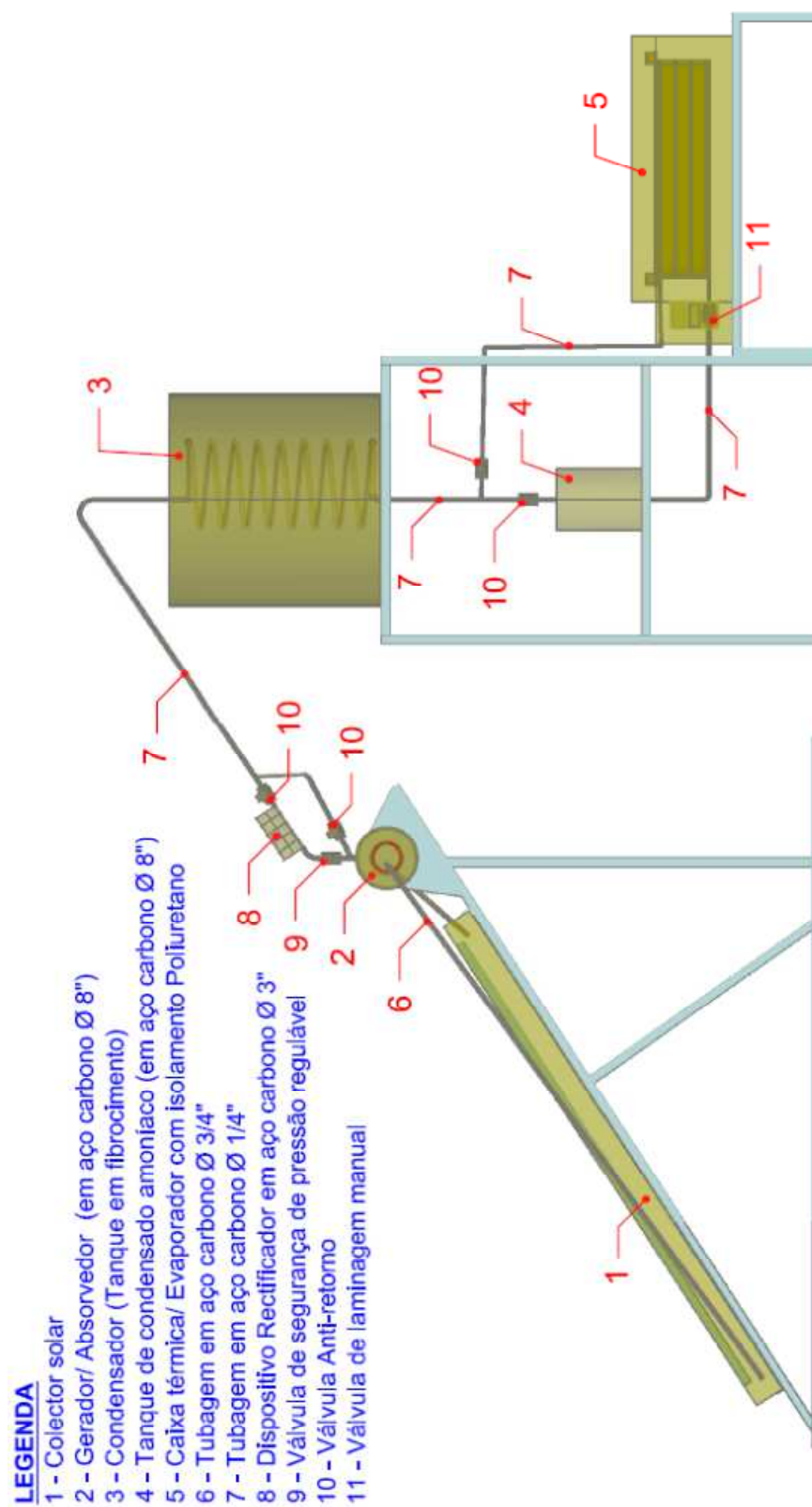


Figura 4.12 - Máquina de produção de gelo – Vista lateral e designação componentes

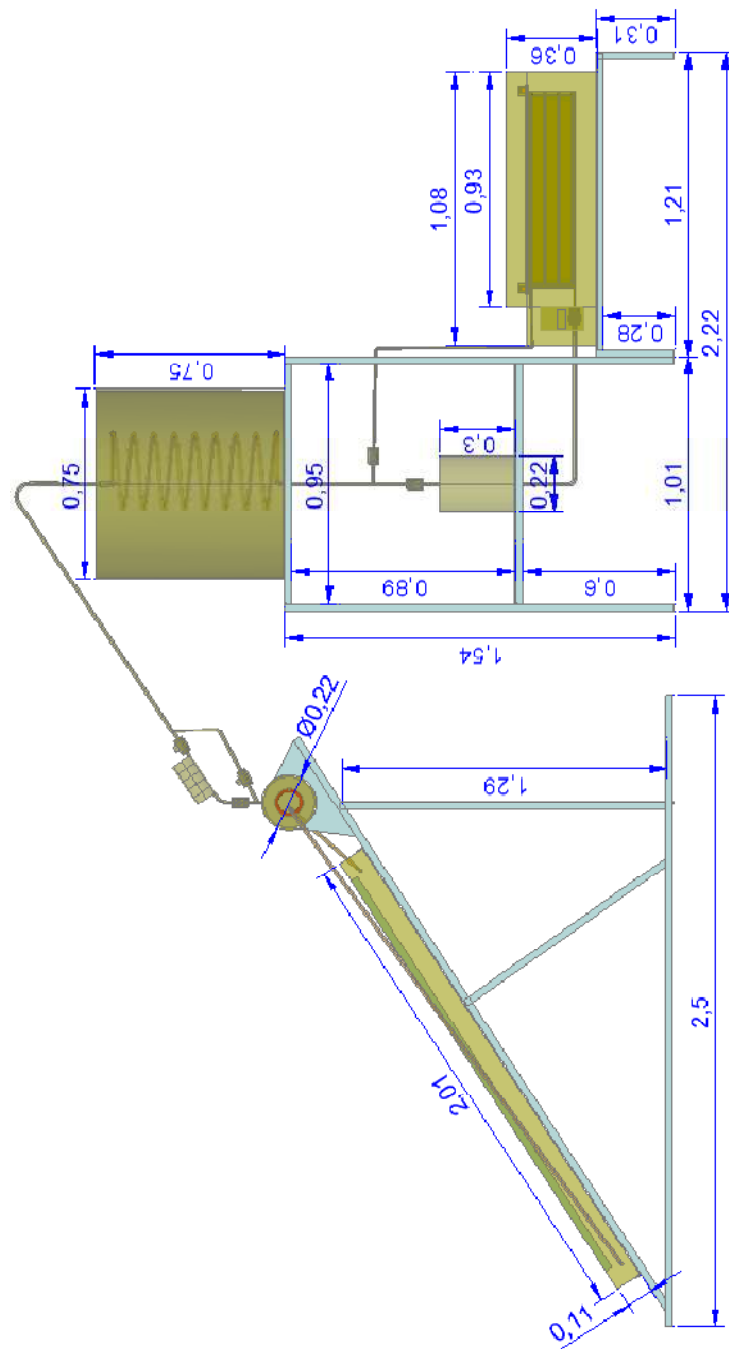


Figura 4.13 - Máquina de produção de gelo – Vista lateral e cotagem

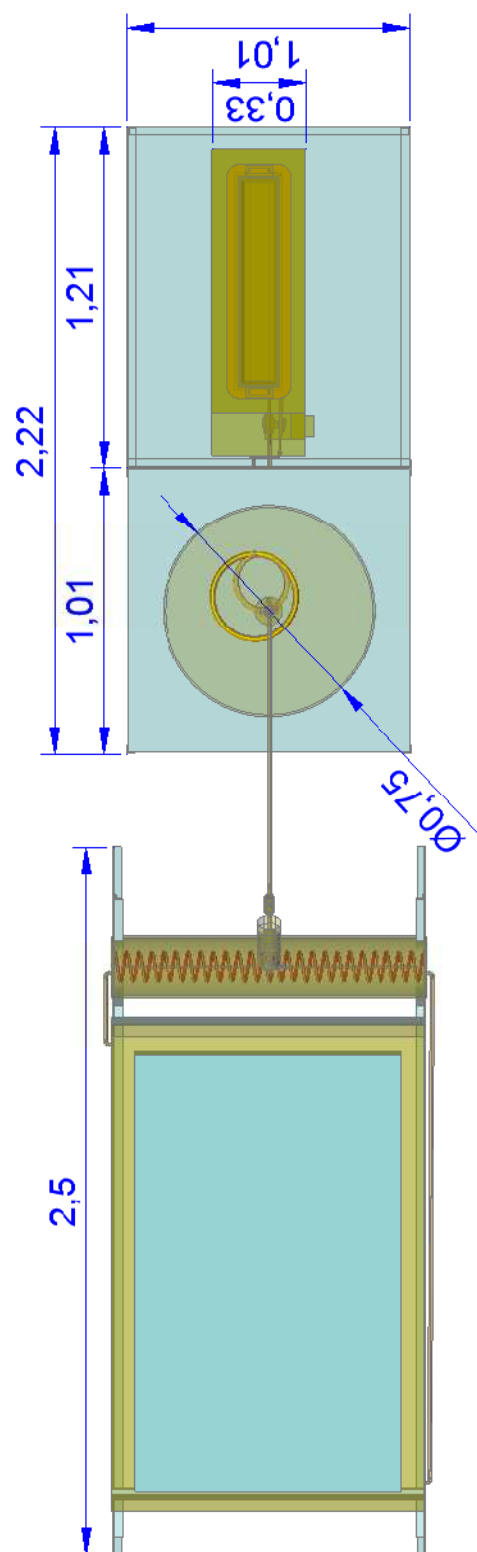


Figura 4.14 - Máquina de produção de gelo – Planta e cotagem

# Capítulo 5 – Conclusões

O pressuposto do presente trabalho foi o projecto e dimensionamento do ciclo de absorção em regime intermitente com recurso a sistema solar térmico, a ser aplicado em zonas habitadas remotas e isoladas do planeta que apresentam elevados níveis de irradiação solar e onde não chega a energia eléctrica da rede publica para alimentar equipamentos de refrigeração convencionais para conservação dos produtos perecíveis, tais como vacinas, leite pescado, etc. Este sistema foi estudado por forma a ser um sistema relativamente simples e apresentar baixo custo de construção por forma a tornar-se viável para estes povos.

A opção pelo amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) como fluido frigorigéneo e pela energia solar como fonte térmica do sistema deveu-se ao facto destes possuírem características ambientais muito favoráveis, nomeadamente:

- O amoníaco não contribui para a destruição da camada de ozono ( $\text{ODP}=0$ ), não produz emissões de gases de efeito estufa ( $\text{GWP}=0$ ) e tem elevada afinidade com a água, logo sendo esta um bom absorvente para o sistema de refrigeração por absorção.
- O recurso á energia solar como fonte térmica para o sistema de refrigeração deve-se ao facto dos países onde se pretende instalar este equipamento disporem de elevada irradiação solar. Esta como fonte de energia tem enormes vantagens, tais como: relativa facilidade de obtenção, abundante, limpa, renovável, sem custos directos, não tóxica, não poluente.

Como é pretendido que estes sistemas sejam aplicados em zonas de África, devido à dificuldade que estes povos têm para conservar produtos perecíveis, tais como: vacinas, leite, pescado entre outros produtos locais, e pela impossibilidade de obtenção de dados climáticos desta zona do globo, admitiu-se para o estudo os valores referentes à cidade de Beja, pelo facto de esta ser uma das zonas de Portugal que apresenta os valores mais elevados relativamente a dados climáticos (radiação solar, temperatura da água, temperatura ambiente, etc.). Foi admitido o mês de Julho para o estudo como referência mais desfavorável para os locais com níveis de irradiação solar muito superiores, tais como as zonas de África.

Pela observação dos resultados permite concluir que, teoricamente, o sistema de refrigeração de ciclo de absorção cumpre com o seu objectivo, o qual consiste na produção de barras de gelo.

Quanto ao sistema solar térmico, de concepção simples, e que está acoplado ao sistema de refrigeração foi estudado com colectores do tipo CPC e tubos de vácuo, tendo o segundo apresentado melhores resultados para satisfazer as necessidades requeridas pelo sistema de refrigeração para os meses em que as temperaturas são mais elevadas e mais necessidade de conservação de produtos é necessário. Os colectores de tubo de vácuo apresentam melhores resultados, pelo facto de terem um coeficiente de perdas reduzido comparado com o do colector tipo CPC, logo requerer menos área de captação para as mesmas condições de



funcionamento, tornando-se mais compacto.

Pelos cálculos apresentados conclui-se que um colector do tipo tubo de vácuo é suficiente para produzir a energia necessária a fornecer ao sistema de refrigeração para produzir a quantidade de gelo proposta para o mês de Julho. No entanto, esta tecnologia pode tornar-se menos interessante pelo facto de hoje em dia ainda apresentar custos de aquisição bastante elevados.

Apesar de já existirem estudos e trabalhos sobre este tema, pode-se concluir que não tem sido dada a importância devida no respectivo desenvolvimento teórico, pelo facto de existirem poucos sistemas deste tipo instalados. Devem ser estudados de forma serem compactos e economicamente viáveis por forma a serem economicamente acessíveis pelos povos mais necessitados que vivem em locais afastados da civilização e sem rede eléctrica, mas com um factor muito favorável, que é a abundância de irradiação solar.

Por fim, conclui-se ser possível dimensionar e fabricar um equipamento de refrigeração de absorção de baixo custo e ambientalmente favorável utilizando energia solar como fonte térmica do sistema.

# Capítulo 6 – Trabalhos Futuros

De forma a dar seguimento a este estudo, no presente capítulo são listados alguns dos pontos identificados como oportunidades de melhoria e evolução do trabalho estudado nesta dissertação. Estes pontos têm como objectivo melhorar o trabalho em diversas vertentes, como se apresenta:

- A construção do protótipo do sistema de refrigeração de forma a realizar análises paramétricas para estudar o comportamento global do sistema às diversas variações impostas;
- Desenvolvimento de um modelo matemático capaz de simular o sistema, p.ex. Matlab, permitindo assim obter respostas do sistema no tempo, calcular a sua eficiência, etc;
- Estudar o equipamento de refrigeração de ciclo de absorção com outras combinações de fluidos refrigerantes e absorventes para a mesma aplicação;
- Estudar o sistema de refrigeração integrando concentradores parabólicos como fonte de energia térmica a fornecer ao sistema;
- Estudar a adaptação de um sistema de queima de biomassa, como sistema de apoio, para garantir o funcionamento do sistema de refrigeração para os meses em que não há irradiação solar

# Referencias Bibliográficas

- [1] GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. [S.I.]: Press Syndicate of the University of Cambridge, 1982. ISBN 0 521 23671 1.
- [2] KOELET, P. C. **Industrial Refrigeration - Principles, design and Applications**. [S.I.]: The Macmillan Press, Ltd, 1992.
- [3] E, D. I. **Refrigeration Systems and Application**. 2. ed. [S.I.]: A John Wiley and Sons., Publication, 2010.
- [4] IN.EL, E. E. **Absorption Refrigeration Trainer**. [S.I.]. unk.
- [5] BEYER, P. O. **Produção de gelo com colectores solares concentradores parabólicos compostos e refrigeração por absorção**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Escola de Engenharia. [S.I.]. 1988.
- [6] GREEN, M. “. A solar Ammonia Absorption Icemaker. **Home Power**, v. 1, n. 53, p. 4, 1996.
- [7] VANEK, S.; VANEK, F. Manual for Solar Icema. **unk**, v. 1, p. 5, 2003.
- [8] ERICKSON, C. Rural Milk Preservation with the ISAAC Solar Icemaker. **Solar Ice Company**, v. 1, p. 12, unk.
- [9] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2009 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)-Chapter 2**. [S.I.]: ASHRAE, 2009. Chapter 2 p. ISBN: 1933742550.
- [10] ROY, D. **Principios de refrigeração**. [S.I.]: Hemus, unk.
- [11] YUNUS, Ç. A.; MICHAEL, B. A. **Termodinâmica**. 5. ed. [S.I.]: McGrawHill, 2007.
- [12] LUÍS, L. F.; DELGADO, H. **GROUNDHIT PROJECT - Refrigerant Analysis**. IPS - EST. [S.I.]. 2005.
- [13] WYLIE, P. E. D.; DAVENPORT, J. W. **New Refrigerants for Air Conditioning and Refrigeration Systems**. [S.I.]: The Fairmont Press, Inc, unk. ISBN 0-88173-224-9 FP.
- [14] GARCIA, J. M. **Fluidos Frigoríficos - Cap 5**. IPS-EST. [S.I.]. 2010.
- [15] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2009 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)-Chapter 29**. [S.I.]: ASHRAE, 2009. Chapter 29 p. ISBN: 1933742550.
- [16] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2006 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)-Chapter 3**. [S.I.]: ASHRAE, 2006. Chapter 3 p.
- [17] SAFETY, O. O.; HEALTH. **Properties of Ammonia**. [S.I.]. 2011.
- [18] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2006 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)-Chapter 5**. [S.I.]: ASHRAE, 2006. Chapter 5 p.

- [19] GARCIA, J. M. **Instalações Frigoríficas a Amoníaco - Cap 6**. IPS-EST. [S.I.]. 2010.
- [20] ALTENER, P. **Energia Solar Térmica-Manual sobre Tecnologias, Projecto e Instalação**. [S.I.]. 2004.
- [21] CENGEL, Y. A. **Heat Transfer**. [S.I.]: McGrawHill, unk.
- [22] INETI. **Instalações Solares Térmicas**. [S.I.]. 2008.
- [23] IP-AQSPP, D. Utilização de Colectores Solares para a Produção de Calor de Processo Industrial. [S.I.]: [s.n.], 2004.
- [24] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2008 ASHRAE Handbook - HVAC HVAC Systems and Equipment (SI Edition)-Chapter 36**. [S.I.]: ASHRAE, 2008. Chapter 36 p. ISBN: 978-1933742342.
- [25] SOL, A. **Manual Colector CPC Ao Sol**. [S.I.]. 2006.
- [26] ISQ. **Projectistas de Sistemas de Energia Solar Térmica**. [S.I.]. unk.
- [27] PEREIRA, N. **Balanço Térmico**. IPS-EST. [S.I.]. unk.
- [28] SILVA, R.; SABINO, J. **Projecto de Entrepasto Frigorífico em Aveiro com Sistema Centralizado a NH3**. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa-DEM. [S.I.]. unk.
- [29] PEREIRA, N. **Estudo das máquinas frigoríficas**. IPS-EST. [S.I.]. unk.
- [30] SOCIETY, R. A.; ENGINEERS, I. A.-C. **2007 ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI Edition)**. [S.I.]: ASHRAE, 2007. ISBN: 978-1-933742-15-1.
- [31] KHALIDY, N. A. Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine. **International journal of energy research**, v. 21,1123-1131, p. 9, 1997.
- [32] E, P. M. **Instalações e Tecnologia Solar**. [S.I.]. 2007.

# **Anexo I**

## **Tabelas auxiliares ao estudo do sistema de refrigeração e solar térmico**

# **Anexo II**

## **Diagramas auxiliares ao estudo do sistema de refrigeração**

# **Anexo III**

## **Especificações de equipamentos e materiais do sistema de refrigeração e solar térmico**